



Nicolas Krajnc BSc

Validierung von Creo Simulate anhand einer Dampfturbine

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Emil Göttlich

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

28.5.2020

Datum

Nicolus Krayer

Unterschrift

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei all denen herzlich bedanken, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt haben:

Meinen beiden Betreuern Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Emil Göttlich und Herrn Dipl.-Ing. Gerald Kulhanek, die bei wichtigen Fragen stets ein offenes Ohr für mich hatten und mir durch ihre Erfahrung und Kompetenz maßgeblich helfen konnten.

Dem Support der Firma Techsoft, hauptsächlich Herrn Ing. Marc Humann, welcher mit mir im regen Austausch war und mir entscheidend bei der Lösung auftretender Probleme zur Seite stand.

Meiner Familie, insbesondere meiner Oma, Manfred und meiner lieben Mama, die mit mir schon so manches Tal durchschreiten musste und deren Quelle an Unterstützung und Hingabe für mich dennoch nie zu versiegen scheint. Ich danke dir, dass du mir all das ermöglicht hast!

Abstract

Almost every CAD-software has an integrated tool for structural und thermal analyses by using finite elements methods. Compared to common FEM programs, integrated FEM programs usually have fewer application options and accuracy, however the simulation results can be achieved faster and with less effort. This master thesis aims to use Creo Simulate for several application of an existing steam turbine and to validate the results of the simulation. Considered were the blade connection, the joint between the cases and a press fit connection. In addition to the combination of mechanical and thermal loads, the temperature-dependent change of material properties (Young's modulus, thermal conductivity) was also taken into account in the simulation. The respective applications were validated using a simplified analytical calculation. The results evaluate the application possibilities of Creo Simulate for the special case of a steam turbine.

Inhalt

1	Motivation.....	1
2	Ausgangslage.....	2
2.1	Vorhandene Dampfturbine	2
2.2	Creo Simulate	5
2.2.1	Creo Simulate Integrated	5
2.2.2	Creo Simulate Standalone	5
2.2.3	Nativer Modus	5
2.2.4	FEM-Modus	5
2.3	Berechnungsmethoden in Creo Simulate.....	6
2.3.1	p –Methode	6
2.3.2	h-Methode.....	6
2.3.3	Vergleich der Methoden	6
2.4	Konvergenzmethoden	7
2.4.1	Schnelldurchlauf.....	7
2.4.2	Adaptive Einschnitt-Konvergenz	7
2.4.3	Adaptive Mehrfach-Konvergenz.....	7
2.4.4	Anwendungsmöglichkeiten der Konvergenzmethoden.....	8
2.5	Betrachtete Anwendungsfälle.....	8
2.5.1	Schaufelfußverbindung	9
2.5.2	Gehäusesimulation.....	9
2.5.3	Presssitz der Diffusoren.....	10
2.5.4	Strömungsanalyse der Ventileströmung.....	10
3	Allgemeine Randbedingungen	11
3.1	Analytische Berechnung der Maschine	11
3.1.1	Zustandsgrößen des Dampfes	11
3.1.2	Geschwindigkeitsdreiecke, Drehzahl.....	12
3.2	Massenstrom.....	13
3.3	Materialeigenschaften	13
3.3.1	Elastizitätsmodul, E [Pa]	13
3.3.2	Temperaturleitfähigkeit, λ [W/mK].....	14
3.4	Aufstellung der Maschine.....	15
3.4.1	Zuleitungen.....	15
3.4.2	Festlager	15
3.4.3	Loslager.....	15
3.4.4	Thermoelastisches Zentrieren.....	15

3.5	Schaufelverbindung.....	15
3.5.1	Fliehkraftbelastung an Schaufeln	16
3.5.2	Gaskräfte an Schaufeln.....	16
3.5.3	Thermischer Einfluss.....	16
3.6	Scheibe/Radscheibe	16
4	Vorgehensweise	17
4.1	Modell vorbereiten.....	18
4.2	Start Creo Simulate.....	18
4.3	Modell einrichten	18
4.4	Material festlegen	19
4.5	Randbedingungen setzen	19
4.6	Lasten festlegen.....	20
4.7	Erste Analyse durchführen	20
4.8	Netzverfeinerungen vornehmen.....	20
4.9	Netz prüfen.....	21
4.10	Analyse mit veränderten Konvergenzeinstellungen	21
5	Berechnung der Schaufelfußverbindung.....	22
5.1	Modellvorbereitung	22
5.1.1	Rotationssymmetrie	22
5.1.2	Radscheibe	24
5.1.3	Verwendetes Modell	25
5.2	Modell einrichten	25
5.2.1	Strukturmechanische Schnittstellen.....	26
5.2.2	Thermische Schnittstellen	27
5.3	Material festlegen	27
5.3.1	Veränderungen durch die Parametrisierung.....	29
5.4	Randbedingungen setzen	29
5.4.1	Zyklische Randbedingung	30
5.4.2	Randbedingung Innenfläche.....	30
5.4.3	Randbedingung Kontaktfläche	31
5.5	Lasten festlegen.....	32
5.5.1	Fliehkraft.....	32
5.5.2	Temperaturlast	32
5.5.3	MEC/T – Temperaturlast	33
5.6	Netzverfeinerung.....	34
5.7	Analyseeinstellungen.....	35

5.7.1	Thermische Analyse.....	35
5.7.2	Strukturmechanische Analyse	36
5.8	Ergebnisse.....	38
5.8.1	Temperaturverteilung	38
5.8.2	Verschiebungen.....	38
5.8.3	Mises-Vergleichsspannung.....	40
5.8.4	Kontaktdruck	41
5.9	Validierung der Ergebnisse.....	41
5.9.1	Spannung im Schaufelfuß.....	41
5.9.2	Flächenpressung am Schaufelfuß.....	43
5.9.3	Spannungsverlauf an einer rotierenden Scheibe bzw. Kreisringscheibe	44
5.9.4	Kontaktkraft am Schaufelfuß.....	45
6	Gehäuseberechnung	46
6.1	Modellvorbereitung	46
6.2	Modell einrichten	48
6.2.1	Strukturmechanische Schnittstellen.....	48
6.2.2	Thermische Schnittstelle	49
6.3	Ersatzmodellierung der Schraubverbindung.....	49
6.3.1	Modelländerungen aufgrund Ersatzmodellierung II	50
6.4	Material festlegen	50
6.5	Randbedingung setzen	51
6.5.1	Strukturmechanische Randbedingungen	51
6.5.2	Thermische Randbedingung.....	52
6.6	Lasten festlegen.....	53
6.6.1	Druckbelastung.....	53
6.6.2	Temperaturlast.....	54
6.6.3	Vorspannkraft.....	55
6.7	Netzverfeinerung.....	55
6.7.1	Netzverfeinerung, Ersatzmodellierung I	55
6.7.2	Netzverfeinerung, Ersatzmodellierung II	56
6.8	Analyseeinstellungen.....	57
6.8.1	Thermische Analyseeinstellungen.....	57
6.8.2	Strukturmechanische Analyse	58
6.9	Ergebnisse mit Ersatzmodellierung I.....	59
6.9.1	Temperaturverteilung	59
6.9.2	Verschiebung.....	60

6.9.3	Mises-Vergleichsspannung.....	63
6.9.4	Kontaktdruck	64
6.10	Ergebnisse mit Ersatzmodellierung II	66
6.10.1	Temperaturverteilung	66
6.10.2	Verschiebung.....	66
6.10.3	Mises-Vergleichsspannung.....	68
6.10.4	Kontaktdruck	69
6.11	Validierung der Ergebnisse.....	71
6.11.1	Größenordnung des Kontaktdrucks	71
6.11.2	Veränderung des Kontaktdrucks	72
6.11.3	Gehäusespannung.....	72
7	Presssitz	75
7.1	Modellvorbereitung	75
7.2	Modell einrichten	77
7.2.1	Strukturmechanische Schnittstelle.....	78
7.2.2	Thermische Schnittstellen	78
7.3	Material festlegen	78
7.4	Randbedingungen setzen.....	79
7.5	Lasten festlegen.....	80
7.5.1	Druckbelastung.....	80
7.5.2	Temperaturlast.....	80
7.6	Netzverfeinerung.....	81
7.7	Analyseeinstellungen.....	81
7.8	Ergebnisse.....	82
7.8.1	Verschiebung.....	83
7.8.2	Mises-Vergleichsspannung.....	84
7.8.3	Kontaktdruck	85
7.9	Validierung der Ergebnisse.....	86
8	Ventilumströmung	87
8.1	Vorgehensweise	87
8.2	Einströmkasten.....	88
8.3	Modellvorbereitung	88
8.4	Physik.....	89
8.5	Domäne	89
8.5.1	Netzeinstellungen.....	90
8.6	Medium festlegen	91

8.6.1	Realgasfaktor	91
8.7	Randbedingung.....	93
8.8	Ergebnisse.....	94
8.8.1	Streamline	94
8.8.2	Schnittansicht	94
8.8.3	Ergebnisse, Ventilstellung 1	95
8.8.4	Ergebnisse, Ventilstellung 2	97
8.8.5	Ergebnisse, Ventilstellung 3	98
8.9	Validierung	100
9	Zusammenfassung.....	102
10	Anhang.....	106
A	Grundparameter.....	106
B	Thermische Gehäuserandbedingungen	126
C	Fliehkraftbelastete Scheibe	129
D	Fliehkraftbelasteter Kreisring.....	137
E	Ersatzmodellierung einer Schraubverbindung anhand einer Konsole.....	141
F	Erstellen von Messgrößen	149
G	Schaufelfußberechnung	152
H	Materialeigenschaften	165
I	Verwendeter Rechner	167
J	Validierung Presssitz.....	168
K	Institut für Wärmetechnik.....	172
L	Die Technik in Graz	173
11	Bildverzeichnis.....	174
12	Tabellenverzeichnis	182
13	Literaturverzeichnis.....	183

Formelzeichen

a	mm	Abstand
A	mm ²	Fläche
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
E	GPa	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
h	kJ/kg	Spezifische Enthalpie
H	kJ/kg	Spezifische Enthalpie
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nmm	Moment
M	kmol/kg	Molmasse
Ma	-	Lokale Mach-Zahl
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar	Absolutdruck
p	MPa	Flächenpressung
P	kW	Leistung
r	mm	Radius
R	mm	Radius
R	-	Reaktionsgrad
R	J/kgK	Gaskonstante
s	mm	Abstand
s	kJ/kgK	Spezifische Entropie
t	mm	Breite
T	°C	Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Relativgeschwindigkeit
W	mm ³	Widerstandsmoment
z	-	Anzahl
α	°	Winkel
α	W/m ² K	Wärmeübertragungskoeffizient
β	°	Winkel
β	1/K	Wärmeausdehnungskoeffizient
Δ	-	Differenz
ε	-	Emissionsverhältnis
ζ	-	Verlustbeiwert
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Haftreibungskoeffizient
ν	-	Querkontraktionszahl
π	-	Druckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	MPa	Normalspannung
Σ	-	Summe
ψ	-	Druckziffer
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

0	Lavaldüse
1	Stufe 1
2	Stufe 2
'	Lavaldüse
"	Laufschaufel 1
'''	Leitschaufel
''''	Laufschaufel 2
a	Außenseite
A	Austritt
aus	Austritt
b	Biegung
B	Biegespannung
d	Verlustenthalpie
E	Eintritt
ein	Eintritt
F	Schaufelfuß
ges	Gesamt
i	Innenseite
K	Kontakt
K	kombiniert
L	links
m	Mittleres
m	molar
Mech	Mechanisch
P	Druck
R	rechts
s	Isentrop
s	Schwerpunkt
S	Schaufel
sim	Simulationsergebnis
St	Stufe
t	Totalzustand
T	Thermisch
th	Theoretisch
u	Umfangsrichtung
V	Vorspannkraft
z	Zentrifugalkraft
Z	Zugspannung

1 Motivation

Nahezu jedes aktuell auf dem Markt befindliche CAD-Programm besitzt ein integriertes FEM-Modul (FEM = Finite Elemente Methode). Die Gründe dafür sind klar definiert. Klassische FEM-Programme weisen eine hohe Genauigkeit auf. Dies bedeutet aber auch einen großen Zeitaufwand im Pre-Processing, da unter anderem Bauteilgeometrien aufwändig importiert werden müssen. Dieser Schritt entfällt durch die Implementierung im CAD-Programm. Jedoch bieten FEM-Programme klare Vorteile in Bezug auf Netzsteuerung und Gleichungslöser, welche für die Genauigkeit ausschlaggebend sind.

Bei simplen Geometrien und einfachen Beanspruchungen ist der Unterschied zwischen beiden Vorgehensweisen hinsichtlich der Genauigkeit und der Dauer marginal. Bei zunehmender Komplexität verändert sich das allerdings. Hierbei kann bei integrierten FEM-Programmen eine deutliche Zeitersparnis gegenüber den klassischen FEM-Programmen auf Kosten der Genauigkeit vernommen werden. Dies wirft die Frage der Validierung eines integrierten FEM-Programmes auf, um zu klären, welche Anwendungsfälle, hinsichtlich der Komplexität, noch mit den integrierten Programmen berechnet werden können.

In der Arbeit soll das integrierte FEM-Programm **Creo Simulate 6.0** von **Creo Parametric 6.0** validiert werden. Mit **Creo Simulate** werden dabei verschiedene Anwendungsfälle anhand einer bestehenden Dampfturbine simuliert. Bei dem verwendeten Exponat handelt es sich um eine zweistufige Turbine, welche im ehemaligen Heizkraftwerk der TU-Graz ihren Dienst verrichtete.

2 Ausgangslage

Im folgenden Kapitel soll ein Überblick hinsichtlich des verwendeten Programmes **Creo Simulate 6.0.4.0** und der betrachteten Dampfturbine gebracht werden. Des Weiteren wird auf die Anwendungsfälle, die in der Arbeit untersucht werden, eingegangen.

2.1 Vorhandene Dampfturbine

Bei der betrachteten Dampfturbine handelt es sich um eine Gleichdruckturbine (Baujahr ca. 1940, K Institut für Wärmetechnik) mit zwei identischen 2-C Curtisstufen (Bild 2-1). Die Curtisstufen sind jeweils zweikräftig ausgeführt. Man spricht hierbei von einer 2-C Stufe. Bei der Gleichdruckturbine erfolgt im Gegensatz zur Gegendruckturbine kein Druckgefälle entlang einer Stufe.

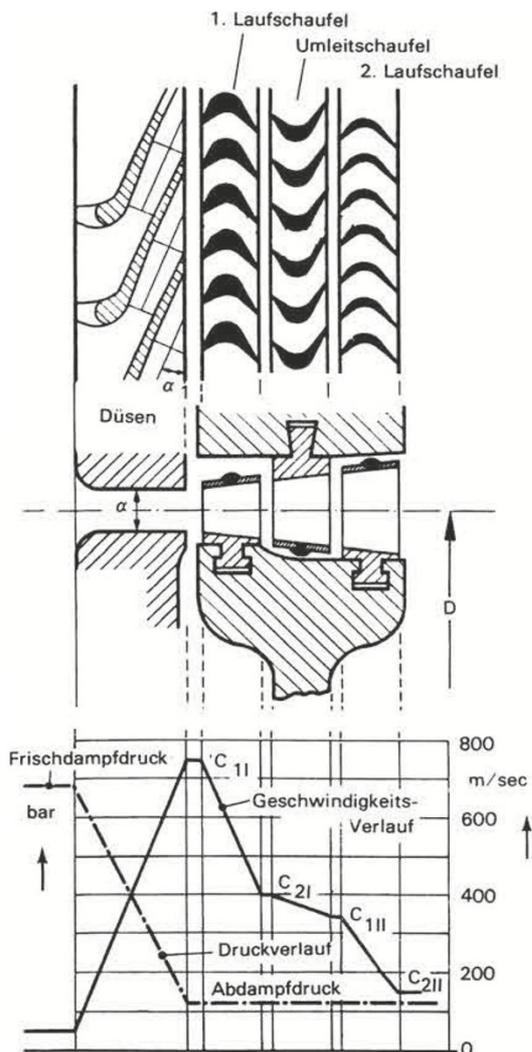


Bild 2-1 2-C Curtisstufe [1]

Das gesamte Druckgefälle wird einer vorangehenden Lavaldüse abgebaut. Die Energieumsetzung im Laufrad basiert ausschließlich auf der reinen Umlenkung des Dampfes. Die Besonderheit an der Maschine ist, dass identische Stufen verwendet wurden. Die Begründung dafür liegt in der Reduzierung der Fertigungskosten. Die Maschine stammt aus einer Zeit, als die Fertigung von Schaufeln sehr aufwändig und kostenintensiv war.

Die Verwendung identischer Stufen bedeutet aber nicht nur Kostenersparnis, sondern führt zwangsläufig auch zu gleichen Schaufelgeometrien. Das wiederum hat zur Folge, dass die Strömungsverhältnisse identisch sein müssen, um effizient arbeitende Stufen zu bekommen. Aufgrund der Expansion des Dampfes werden die beiden Stufen mit unterschiedlichen Volumenströmen beaufschlagt. Somit ist für gleiche Strömungsverhältnisse eine Teilbeaufschlagung in der ersten Stufe vonnöten.

Der Dampf ($T_{\text{ein}} = 400 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$) passiert zunächst den Einströmkasten mit drei Regelventilen. Anschließend wird er durch Lavaldüsen beschleunigt und trifft auf den ersten teilbeaufschlagten Laufkranz. Nach den zwei Laufkränzen der ersten Curtisstufe strömt der Dampf in einen Ringraum. Die zweite Stufe wird danach ebenfalls teilbeaufschlagt, allerdings über einen größeren Umfangsbereich, da das Volumen des Dampfes im Zuge der Expansion zunimmt. Der Abdampf ($T_{\text{aus}} \approx 150 \text{ °C}$, $p_{\text{aus}} \approx 1,5 \text{ bar}$) wird dann zum Heizen verwendet. Die Turbine soll bei der Expansion auf diesen Gegendruck eine mechanische Leistung von $\approx 600 \text{ kW}$ erzielen.

Vorhanden ist neben der Turbine auch deren Abbildung in CAD-Form. Diese wurden im Rahmen einer Konstruktionsübung mit dem Vorgänger von **Creo (Wildfire 2)** erstellt und kann mühelos in die verwendete Version von **Creo Parametric 6.0** konvertiert werden.

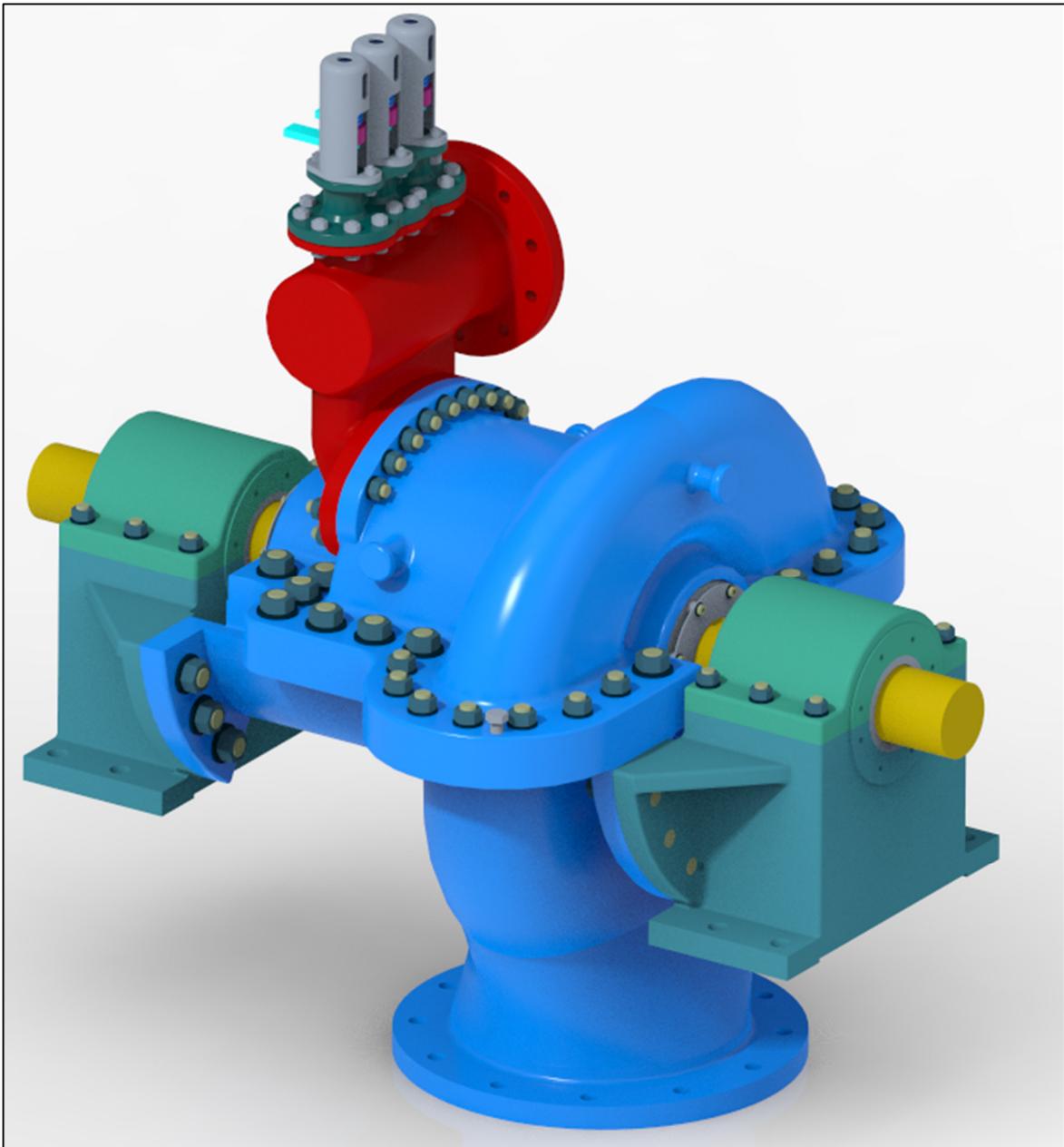
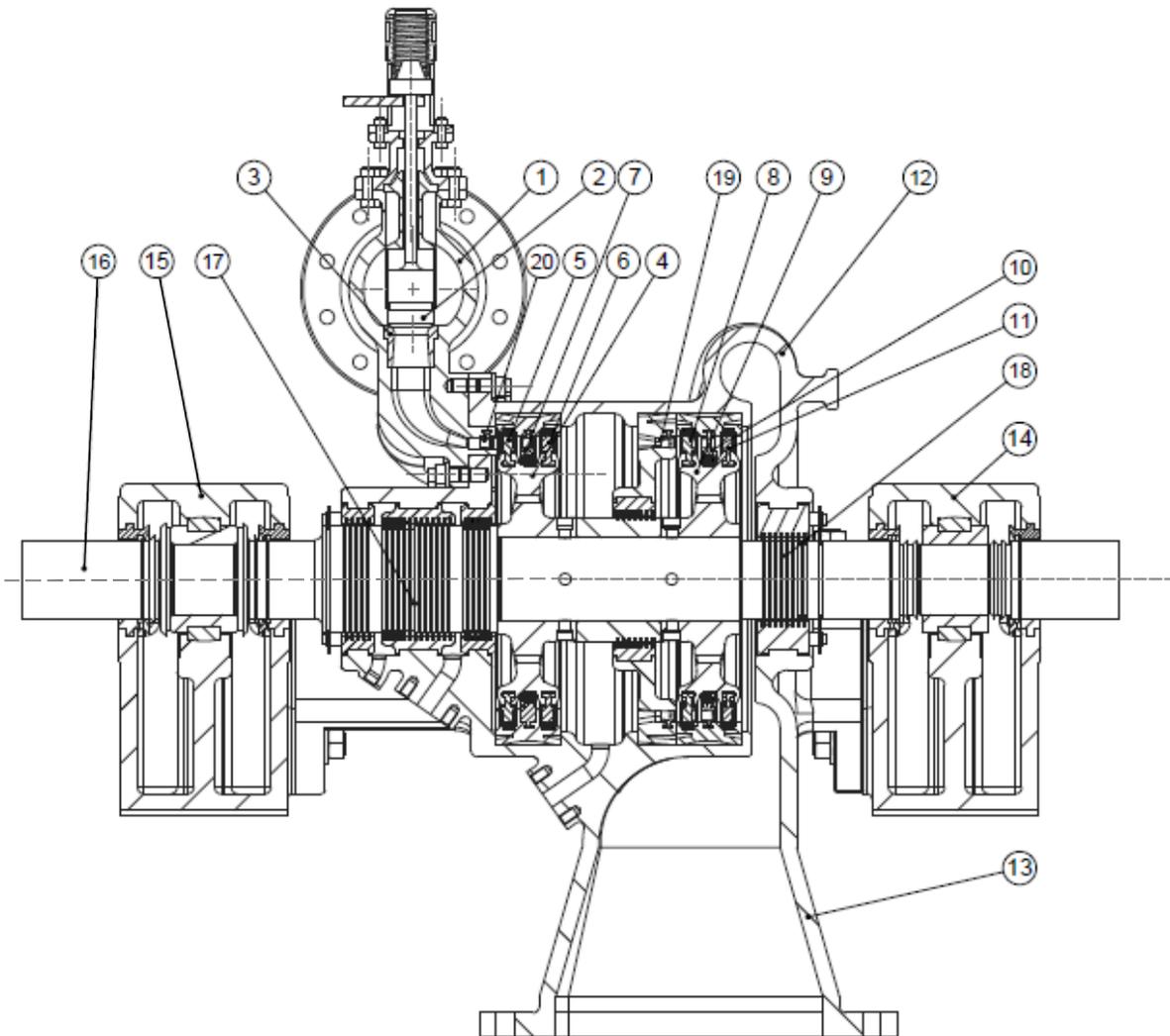


Bild 2-2 Dampfturbine CAD



Pos	
1	Einströmkasten
2	Regelventil
3	Radscheibe Stufe 1
4	Laufschaufel 1 Stufe 1
5	Laufschaufel 2 Stufe 1
6	Leitschaufel Stufe 1
7	Laufschaufel Stufe 2
8	Radscheibe Stufe 2
9	Leitschaufel Stufe 2
10	Leitschaufel Stufe 2

Pos	
11	Laufschaufel 2 Stufe 2
12	Gehäusehälfte oben
13	Gehäusehälfte unten
14	Festlager
15	Loslager
16	Welle
17	Dichtung HD
18	Dichtung ND
19	Lavaldüse Stufe 2
20	Lavaldüse Stufe 1

2.2 Creo Simulate

Man unterscheidet **Creo Simulate** grundsätzlich zwischen **Creo Simulate Integrated** (2.2.1 Creo Simulate Integrated) und **Creo Simulate Standalone** (2.2.2 Creo Simulate Standalone). Mit beiden lassen sich strukturmechanische und thermische Probleme analysieren und optimieren. Modelle können sowohl im **nativen Modus** (2.2.3 Nativer Modus) als auch im **FEM-Modus** (2.2.4 FEM-Modus) berechnet werden.

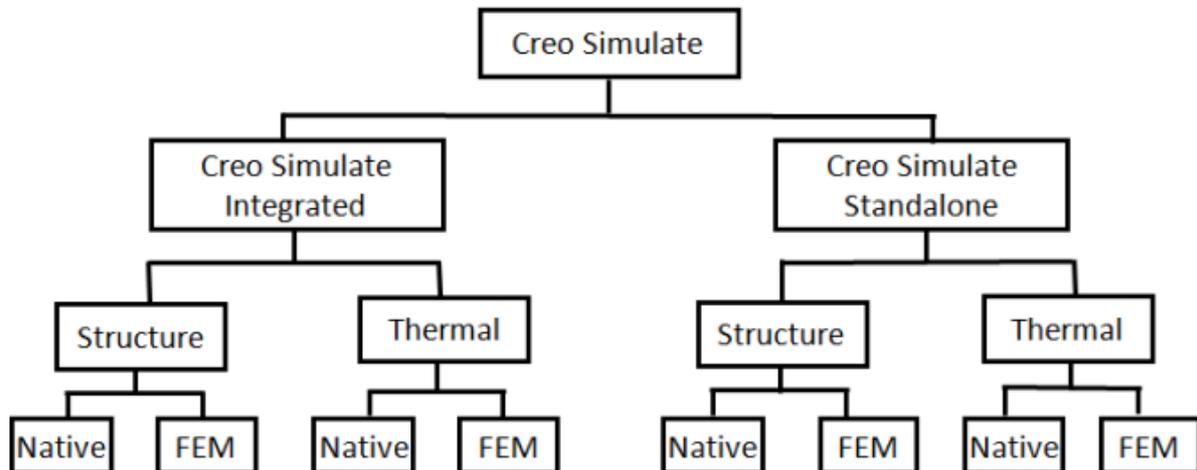


Bild 2-3 Gliederung von Creo Simulate [2]

Für die Arbeit wurde ausschließlich **Creo Simulate Integrated** im **nativen Modus** verwendet.

2.2.1 Creo Simulate Integrated

Der große Vorteil von **Creo Simulate Integrated** ist die Implementierung in **Creo Parametric**, das eigentliche CAD-Programm. Durch diese interne Schnittstelle lässt sich schnell zwischen den beiden Programmen wechseln. Mit **Creo Simulate Integrated** lassen sich daher schnell Bauteile und Baugruppen aus **Creo Parametric** analysieren und optimieren [2].

2.2.2 Creo Simulate Standalone

Creo Simulate Standalone kann als selbständiges Programm betrachtet werden. Dabei können jegliche 3D-Modelle (auch von anderen CAD-Programmen) analysiert und optimiert werden. Wenn allerdings bereits als CAD-Programm **Creo Parametric** verwendet wird, empfiehlt es sich **Creo Simulate Integrated** zu verwenden [2].

2.2.3 Nativer Modus

Ob man **Creo Simulate Integrated** oder **Creo Simulate Standalone** verwendet, in beiden Fällen kann man zwischen dem **nativen** - oder dem **FEM-Modus** wählen. Standardmäßig ist der **native Modus** eingestellt. In diesem Modus werden p-Element-Lösungen verwendet. Das Rechennetz kann durch diverse Steuerungseinheiten adaptiert werden, wird allerdings vom Programm selbstständig erzeugt. Idealisierungen von Balken, Federn, Massen etc. sind anwendbar [2].

2.2.4 FEM-Modus

Im **FEM-Modus** ist der prinzipielle Ablauf dem des **nativen Modus** sehr ähnlich, in Bezug auf Lasten definieren, Randbedingungen festlegen etc. Im Unterschied zu den p-Element Lösungen des **nativen Modus** können im **FEM-Modus** h-Element-Lösungen von Drittanbietern (z.B. NASTRAN, ANSYS) verwendet werden. Das Rechennetz muss dabei selbstständig erstellt werden. Des Weiteren gibt es im Detail mehr Anwendungsmöglichkeiten. So sind bei der Idealisierung eines Balkens veränderliche Querschnitte anwendbar, im **nativen Modus** hingegen nur konstante Querschnitte [2].

2.3 Berechnungsmethoden in Creo Simulate

Prinzipiell stehen bei **Creo Simulate** zwei Berechnungsmethoden zur Verfügung. Dabei wird im Folgenden auf die Unterschiede zueinander eingegangen.

2.3.1 p-Methode

Die p-Methode (p = polynomial) erhöht ihre Genauigkeit der Ergebnisse, indem sie den Polynomgrad der Ansatzfunktion erhöht. Der Polynomgrad startet bei zwei und kann bis neun verändert werden. Dadurch ergibt sich eine erhöhte Genauigkeit, ohne dass eine Neuvernetzung des Bauteils notwendig ist, da die vorausgehende Elementanzahl weiterhin verwendet wird. Des Weiteren lassen sich Rundungen durch den höheren Polynomgrad der Ansatzfunktion besser beschreiben [3].

2.3.2 h-Methode

Bei der h-Methode ist die Ansatzfunktion maximal zweiter Ordnung. Eine Genauigkeitssteigerung wird durch eine feinere Vernetzung und damit Erhöhung der Elementanzahl realisiert (h = Teilung der Elemente). Das Bauteil kann dadurch wesentlich besser beschrieben werden, dies geht allerdings auf Kosten der Rechenzeit [3].

2.3.3 Vergleich der Methoden

„Bei der p-Methode (p = polynomial) werden Elemente verwendet, deren Ansatz bis zur neunten Ordnung variiert werden kann. Bei diesen Elementen steigt die Genauigkeit mit dem Polynomgrad der Ansatzfunktion, was sich in einer größeren geometrischen Genauigkeit beim Modellieren (Randkurvenanpassung) und höherer Informationsdichte durch mehr Knotenfreiheitsgrade niederschlägt. Der Unterschied zwischen beiden Methoden ist im obigen Bild anhand der Spannungsauswertung einer Nietbrücke dargestellt. In der h-Version im dargestellten obigen Bild wurden 2250 Volumenelemente verwendet. Eine Verdopplung der Elementanzahl auf 4500 zieht eine Spannungsdifferenz von ca. 15 % nach sich. Bei der Analyse mittels der p-Methode reichen für die Modellierung 18 Volumenelemente aus. Konvergenz wird bei Polynomgrad 6 erreicht [KLE-15]. Im folgenden Beispiel der Pleuelberechnung wird die Arbeitsweise von Creo Simulate beschrieben. Simulate arbeitet nach der p-Methode (Bild 2-4).“ [3]

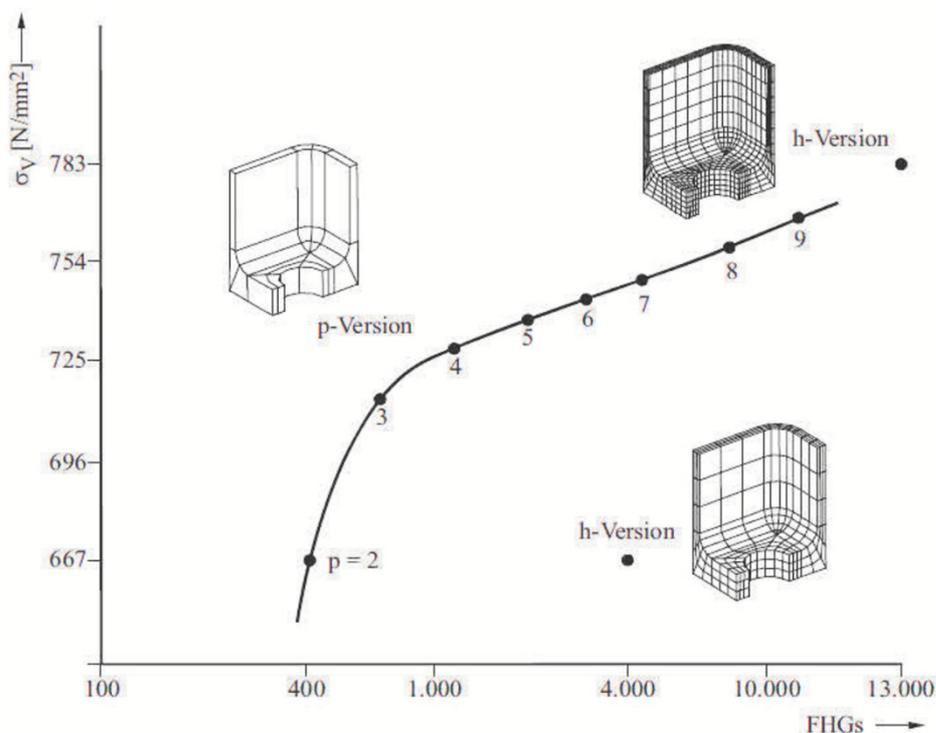


Bild 2-4 Spannungsauswertung für unterschiedliche Lösungsmethoden [3]

2.4 Konvergenzmethoden

Bei den durchgeführten statisch– strukturellen und stationär– thermischen Analysen kann zwischen drei Konvergenzmethoden gewählt werden. Alle diese basieren auf der p-Methode (p – Methode, 2.3.1).

2.4.1 Schnelldurchlauf

Bei Verwendung des **Schnelldurchlaufs** bleibt der Polynomgrad immer bei drei. Diese Konvergenzmethode eignet sich perfekt für die Überprüfung des Modells hinsichtlich etwaiger Fehler, da sie sehr schnell durchgeführt ist [2].

2.4.2 Adaptive Einschnitt-Konvergenz

Die **adaptive Einschnitt-Konvergenz** ist für statische Analysen, Modalanalysen, Beulenanalysen und Kontaktanalysen verwendbar. Bei Kontaktanalysen gilt es jedoch, sie mit Vorsicht hinsichtlich der Genauigkeit zu verwenden. Bei der Analyse rechnet das Programm zunächst mit einem Polynomgrad von $p = 3$. Anschließend erstellt es eine lokale Schätzung des Fehlers. Basierend auf diesen Abweichungen wird der Polynomgrad für den zweiten Lauf adaptiert. Allgemein sollte die **adaptive Einschnitt-Konvergenz** der **adaptiven Mehrfach-Konvergenz** vorgezogen werden, da die Rechenzeit um ein Vielfaches kürzer ist [2].

2.4.3 Adaptive Mehrfach-Konvergenz

Bei der **adaptiven Mehrfach-Konvergenz** startet **Creo Simulate** im ersten Durchgang wieder mit dem Polynomgrad von $p = 3$, außer der Wert wird explizit in den Einstellungen verändert. Anschließend wird wie bei der **adaptiven Einschnitt-Konvergenz** eine lokale Schätzung des Fehlers vorgenommen. **Creo Simulate** erhöht nun sukzessive den Polynomgrad für die folgenden Durchgänge, bis die erwünschte Konvergenzrate erreicht ist. Diese Konvergenzrate kann wie der Polynomgrad des ersten Durchgangs verändert werden und liegt voreingestellt bei 10% [2].

2.4.4 Anwendungsmöglichkeiten der Konvergenzmethoden

Tabelle 2-1 Anwendungsmöglichkeiten der Konvergenzen [2]

Analysetypen	Adaptive Mehrfach-Konvergenz	Adaptive Einschnitt-Konvergenz	Schnelldurchlauf
lineare statische Analyse, Modalanalyse	✓	Nur für 3D-Modelle oder Modelle mit ebenem Dehnungszustand und achsensymmetrische Modelle mit 2D-Volumenkörpern oder ebene Spannungsmodelle mit 2D-Schalen.	✓
Modalanalysen mit Vorspannung, Beulanalysen	✓	Nur für 3D-Modelle	✓
Statische Analyse mit Vorspannung	✓		✓
Statische Analyse mit starker Verformung		✓	✓
Statische Analyse von Modellen mit Kontaktschnittstellen	Außer bei starken Verformungen	✓	✓
Statische Analyse von Modellen mit elastoplastischen Materialien		✓	✓
Statische Analyse von Modellen mit hyperelastischen Materialien		✓	✓

2.5 Betrachtete Anwendungsfälle

In der Arbeit werden vier Anwendungsfälle begutachtet.

- Schaufelfußverbindung
- Gehäusesimulation
- Presssitz der Diffusoren
- Strömungsanalyse der Ventilumströmung

Diese werden im Folgenden hinsichtlich ihrer Charakteristik beschrieben.

2.5.1 Schaufelfußverbindung

Die Schaufelfußverbindung ist eine elementare und hochbeanspruchte Verbindung innerhalb von thermischen Turbomaschinen. Sie realisiert die Verbindung zwischen der Schaufel und der Scheibe beziehungsweise der Radscheibe. Die Schaufeln fungieren im System der thermischen Turbomaschinen als Energieumwandler. Sie entnehmen dem Fluid bei einer Turbine Energie oder geben im Falle von Verdichter Energie zu. Die Radscheibe überträgt die Energie dabei zwischen Laufschaufeln und Welle.

Der Verbindungstyp bei der betrachteten Maschine ist ein Hammerfußkopf mit Verklammerung. Durch die Verklammerung wird das Öffnen der Hammerkopfverbindung unterbunden (Bild 2-5, Hammerfuß wie a), Verklammerung ähnlich d).

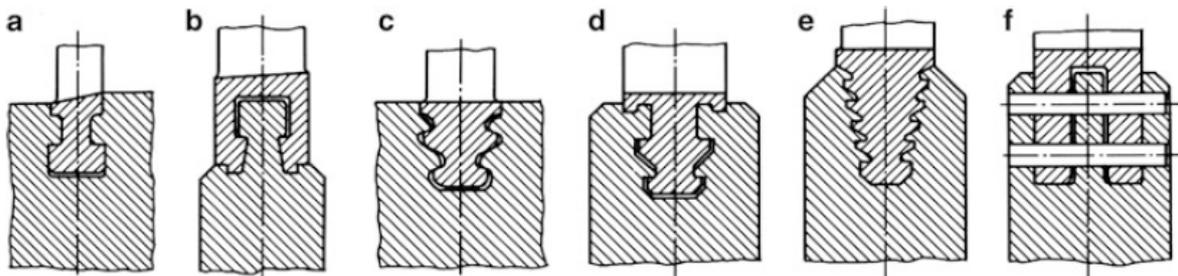


Bild 2-5 Typische Schaufelfußformen: a einfacher Hammerfuß, b Reiterfuß mit Verhakung, c Tannenbaumfuß, d Tannenfuß mit Verhakung, e vielverzahnter Tannenbaumfuß, f Steckfuß [1]

Ziel ist es, die mechanischen und thermischen Belastungen beider Teile abzubilden. Dabei stehen vor allem die Spannungen an der Kontaktfläche (Kontaktanalyse) und die Spannungen im Bereich des Schaufelfußes im Vordergrund.

Die Lasten werden einerseits durch das rotierende System als Fliehkraft und durch die Gaskraft erzeugt, andererseits infolge der lokalen Wärmeeinbringung an den Schaufeloberflächen.

Durch eine detaillierte Spannungsauswertung können neuralgische Punkte an der Schaufelverbindung ausgemacht und somit der Bruch verhindert werden. Eine freie Schaufel im Inneren der Turbine hat oft dramatische Schadensauswirkungen, da die umherfliegenden Trümmerstücke auch andere Schaufeln und Bauteile empfindlich beschädigen können.

2.5.2 Gehäusesimulation

Die Gehäusesimulation zielt darauf ab, die Spannungen und Verschiebung des Gehäuses zu bestimmen. Dabei ist der interessante Bereich jener der Kontaktfläche zwischen den beiden Gehäusenhälften (Trennfugendynamik). Auch der Kontakt von Anbauteilen, wie dem Einströmkasten, wird untersucht. An den Kontaktflächen können im Betriebsfall Klaffungen auftreten, welche tunlichst vermieden werden sollten, da der austretende heiße Dampf ein signifikantes Sicherheitsrisiko darstellen würde. Neben den relativen Verschiebungen der Gehäuseteile zueinander ist auch die absolute Verschiebung der gesamten Maschinen eine wichtige Messgröße.

2.5.3 Presssitz der Diffusoren

Die Diffusoren befinden sich im Einströmkasten und sind der Sitz der Regelventile. Sie sind dabei am Beginn des Einlaufkanals, welcher die erste Stufe der Turbine beaufschlagt. Die Befestigung der Diffusoren erfolgt durch einen Presssitz im Einströmkasten. Die Simulation dieses Bereiches zielt darauf ab, diesen Presssitz zu begutachten. Im Betriebsfall entstehen durch die hohen Temperaturen und die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten der Materialpartner unterschiedlich große Ausdehnungen. Dadurch kann das notwendige Übermaß für den Presssitz schwinden, was eine Lockerung beziehungsweise Lösung der Verbindung zur Folge hat.

Ist die Verbindung gelöst, können die Diffusoren durch die Durchströmung des Dampfes in Schwingung versetzt werden. Dies kann dann den Bruch der Bauteile verursachen. In diesem Fall ist mit einem hohen Gesamtschaden zu rechnen, da auch hier die Trümmerteile die anschließenden Schaufelreihen schwer beschädigen können.

2.5.4 Strömungsanalyse der Ventulumströmung

Die Strömung im Bereich der Regelventile ist im stationären Betrieb mit Mach-Zahlen deutlich unter 1 einzuordnen. Um ein möglichst gutes Teillastverhalten zu bieten, besitzen Dampfturbinen mehrere Regelventile. Die betrachtete Maschine besitzt dabei drei Regelventile mit unterschiedlichen Querschnittsflächen und somit verschiedenen Massenströmen. Je nach gewünschter Teillast werden die getrennten angesteuerten Ventile geschlossen bzw. geöffnet. Hierbei kommt es durch den stark reduzierten Querschnitt zu einer Beschleunigung der Strömung. Durch die Geometrie des Ventils bzw. des Ventilsitzes entsteht kurz vor dem geschlossenen Zustand ein konvergenter-divergenter Kanal (Lavaldüse), welcher eine Überschallströmung zur Folge haben kann. Unerwartete transsonische Strömungen führen zu Druckspitzen. Diese können sich negativ auf die nahegelegenen Bauteile auswirken (2.5.3 Presssitz der Diffusoren).

3 Allgemeine Randbedingungen

In diesem Kapitel sollen jene grundsätzlichen Randbedingungen beschrieben werden, welche zwingend vor der eigentlichen Simulation betrachtet werden müssen. Sie bilden die Basis für die Eingabeparameter der jeweiligen Berechnungen. Als vereinfachtes Beispiel stelle man sich die strukturmechanische Simulation eines Balkens vor. Das FE-Programm muss mit Parametern wie der vorliegenden Belastung, den Materialeigenschaften etc. versorgt werden. Auch Angaben zur Geometrie müssen vorab gemacht werden, um überhaupt starten zu können. Im Falle der Dampfturbine ist zu Beginn nur die Geometrie bekannt.

3.1 Analytische Berechnung der Maschine

Die analytische Berechnung der Maschine beschäftigt sich mit der Ermittlung von Kenngrößen wie dem Druckverlauf, Temperaturverlauf oder der Drehzahl der Maschine. Mit Hilfe dieser lassen sich Belastungen für die untersuchten Bereiche festlegen.

Die vollständige Berechnung, aus der die Ergebnisse für Kapitel 3.1 entnommen werden, findet sich unter A Grundparameter.

3.1.1 Zustandsgrößen des Dampfes

Die Zustandsgrößen des Dampfes (Absolutdruck, Temperatur, Absolutgeschwindigkeit) sind zu Beginn nur am Ein – und Austritt bekannt (Tabelle 3-1).

Tabelle 3-1 Ausgangsparameter

Eintrittstemperatur T_E	400 °C
Eintrittsdruck p_E	40 bar
Austrittsdruck p_A	1,5 bar
Mechanische Leistung P_{Mech}	600 kW

In Bild 3-1 sind die Verläufe von Temperatur, Druck und Geschwindigkeit (absolute Geschwindigkeit) des Dampfes qualitativ dargestellt. Diese sind typisch für die zu erwartenden Verläufe einer Curtisturbine (Kapitel 2.1)

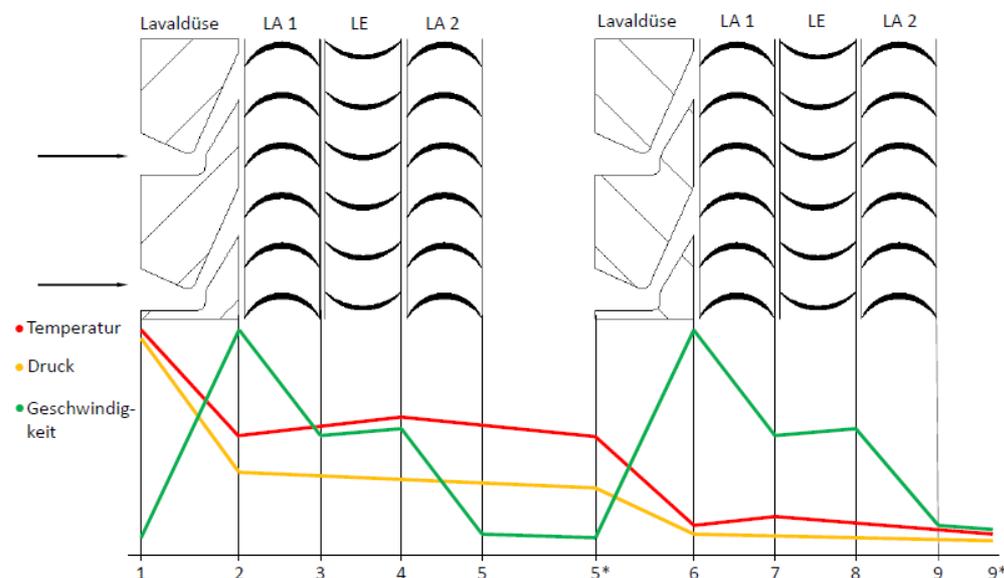


Bild 3-1 qualitative Verläufe von Temperatur, Druck und Geschwindigkeit

Die tatsächlichen Werte werden in (Tabelle 3-2) gezeigt. Sie dienen hauptsächlich als Basis für die Gehäuseberechnung.

Tabelle 3-2 Zustandsgrößen des Dampfes

	Punkt	Absolutdruck [bar]	Temperatur [°C]	Absolutgeschwindigkeit [m/s]
Stufe 1	1	40	400	40
	2	12	262,1	709
	3	11,7	286,5	227
	4	11	281,8	248
	5	10,1	271,8	111
	5*	9,9	268,8	40
Stufe 2	6	2,1	131,6	714
	7	2,	154,9	248
	8	1,9	150,8	264
	9	1,7	140,8	114
	9*	1,6	137,5	26

Unter (A 9.2 Vollständige Zustandsänderung) findet sich eine Darstellung des Dampfkreislaufes in einem h-s- Diagramm.

3.1.2 Geschwindigkeitsdreiecke, Drehzahl

Die Geschwindigkeitsdreiecke einer Stufe sind charakteristisch für ihre Arbeitsweise im Sinne der Energieumsetzung. Sie sind hauptsächlich von der Gestaltung der Lauf – und Leitschaufeln abhängig. Die angegebenen Werte dafür aus der zugrundeliegenden Konstruktionsübung (Grundlage der CAD-Dateien) entsprachen nicht der für eine Curtisstufe zu erwartenden. Neben der Geometrie spielt auch die Betriebsdrehzahl der Maschine eine Rolle. Sie fließt über die Umfangsgeschwindigkeit u ein und war ebenfalls zu Beginn unbekannt.

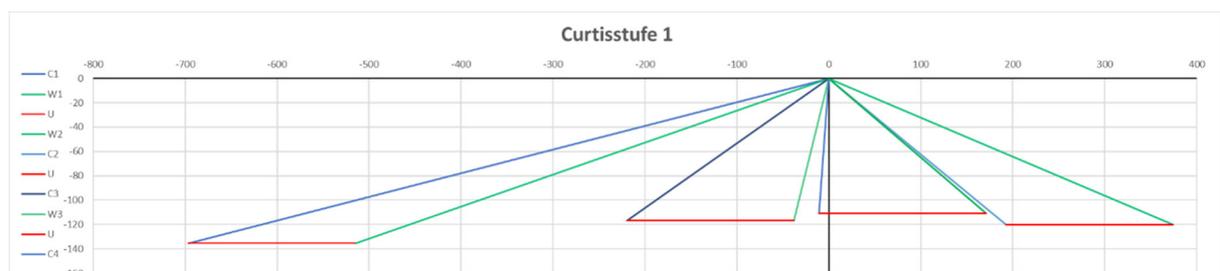


Bild 3-2 Geschwindigkeitsdreieck für die erste Stufe



Bild 3-3 Geschwindigkeitsdreieck für die zweite Stufe

Die ermittelte Umfangsgeschwindigkeit u (Bild 3-2 und Bild 3-3) entspricht einer Betriebsdrehzahl von $n = 10500 \text{ min}^{-1}$.

3.2 Massenstrom

Der Massenstrom ist eine wichtige Randbedingung für die CFD-Berechnung der Ventulumströmung (A 8.5 Massenstrom). Für die Vollastleistung ergibt sich ein Massenstrom $\dot{m} = 1.51 \text{ kg/s}$.

3.3 Materialeigenschaften

Bei den durchgeführten Simulationen werden die Bauteile sowohl thermisch als auch mechanisch beeinflusst. Der erwartete Temperaturbereich geht dabei von der Frischdampf Temperatur bis zur Umgebungstemperatur. Dabei müssen temperaturabhängige Stoffwerte berücksichtigt werden. Am stärksten variieren der Elastizitätsmodul sowie die Wärmeleitfähigkeit. Die Änderung der Dichte und der Querkontraktionszahl werden aufgrund ihrer Marginalität außer Acht gelassen.

Zunächst müssen Werkstoffe für die jeweiligen Teile definiert werden, denn auch die Temperaturabhängigkeit von verschiedenen Stahllegierungen weichen voneinander ab.

Tabelle 3-3 Werkstoffwahl

Anwendung	Werkstoff
Gehäuse	G17CrMoV5-10
Laufschaufel, Leitschaufel, Düse/Diffusor	X22CrMoV12-1
Düse/Diffusor	NiCr20Ti (Nimonic)
Scheibe	30CrMoNiV5-11

Die Werkstoffwahl stützt sich nicht auf die damals verwendeten, sondern bezieht sich auf aktuell übliche Werkstoffe im Dampfturbinenbau.

3.3.1 Elastizitätsmodul, E [Pa]

Der Elastizitätsmodul (auch E-Modul) ist ein Werkstoffkennwert und stellt den Proportionalitätsfaktor zwischen Spannung und Dehnung dar. Gerade dadurch wäre der Fehler bei einer Nichtberücksichtigung sehr groß, denn FEM-Programme ermitteln die vorhandenen Spannungen durch die lokalen Verschiebungen. Die Verschiebung wiederum ist eine Größe der Dehnung.

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \text{Gl. 3.1}$$

Wobei:

- σ ...Spannung [Pa]
- E...Elastizitätsmodul [Pa]
- ε ...Dehnung, Gleichung [3.2]

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Die Dehnung wird durch das Verhältnis der Längenänderung Δl (lokale Verschiebung) zur Ausgangslänge l beschrieben.

Mit steigender Temperatur nimmt der E-Modul fast linear ab und ist bei 200°C gut 10% kleiner. Die Werte, welche man den Werkstoffdatenblätter der einzelnen Materialien entnehmen kann, werden ausschließlich bei einer Prüftemperatur von 20°C bestimmt. Bei Stählen liegt der E-Modul im Bereich von 210 GPa.

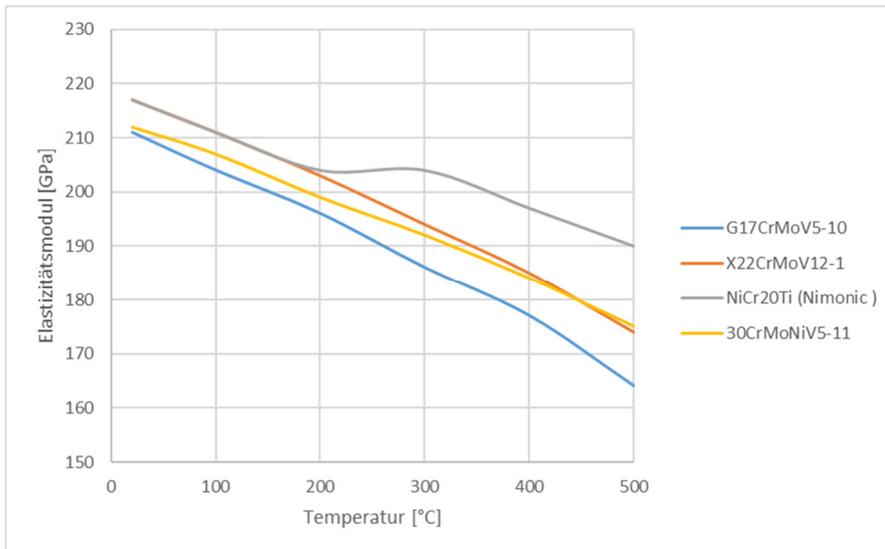


Bild 3-4 Temperaturabhängigkeit des Elastizitätsmoduls (H Materialeigenschaften)

Bild 3-4 zeigt die Verläufe des Elastizitätsmoduls der gewählten Werkstoffe. Für NiCr20Ti (Nimonic) ist ein Plateau im Bereich zwischen 200°C und 300°C. Diese lokale Abweichung vom Verlauf ist typisch für Nickelbasislegierungen und kann je nach Legierung auch zu einer kurzen Zunahme des E-Moduls mit anschließender Abnahme führen.

3.3.2 Temperaturleitfähigkeit, λ [W/mK]

Die Temperaturleitfähigkeit ist ein Werkstoffkennwert für den Wärmetransport innerhalb eines Bauteils selbst. Gerade bei großen Bauteilen mit lokalen Wärmequellen dominiert die Wärmeleitung als Übertragungsart. Eine Vernachlässigung dieses Kennwerts würde eine fehlerhafte Temperaturverteilung und somit ungenaue Verschiebungen hervorrufen.

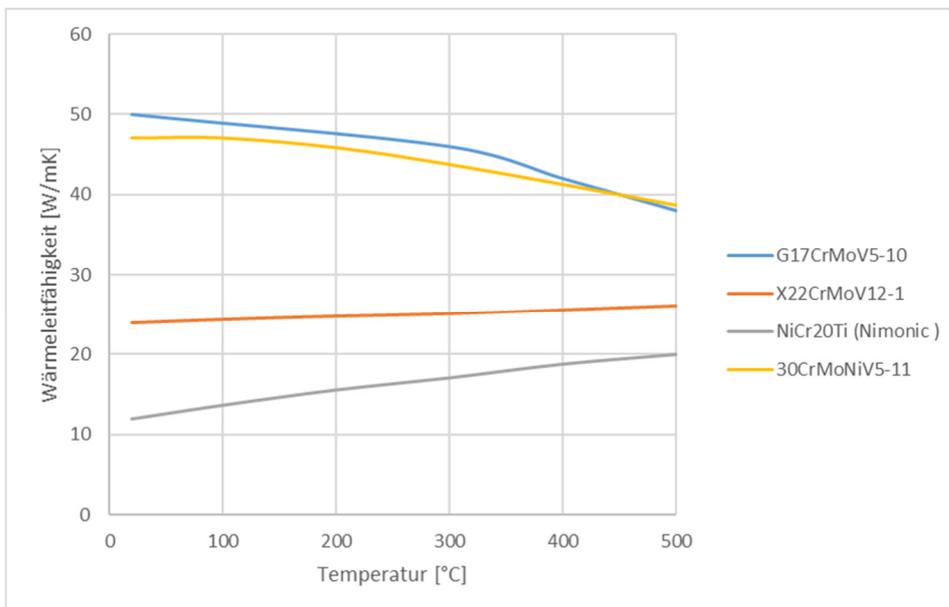


Bild 3-5 Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit (H Materialeigenschaften)

Wie in Bild 3-5 ersichtlich, lässt sich für den Verlauf von ferritischen Materialien keine pauschale Tendenz erkennen. Nickelbasislegierungen erhöhen ihre Wärmeleitfähigkeit bei steigender Temperatur.

3.4 Aufstellung der Maschine

Bei der Befestigung von thermischen Turbomaschinen ist speziell auf die temperaturbedingte starke Ausdehnung zu achten. Unbedingt zu vermeiden ist, dass sich die Maschine aufgrund fehlender Freiheitsgrade verspannt, da hierbei enorme thermische Spannungen auftreten, welche zu einer schweren Beschädigung führen können. Grundsätzlich gibt es 4 Kontaktpunkte mit der Umgebung.

- Festlager
- Loslager
- Frischdampfleitung
- Abdampfleitung

3.4.1 Zuleitungen

Sowohl die Frischdampfleitung als auch die Abdampfleitung sind so auszuführen, dass an der Kontaktstelle zur Maschine keine unzulässig großen Kräfte übergeben werden. Die Abdampfleitung ist dabei kein großes Problem, da die vorherrschenden Temperaturen sich in der Regel nicht auffällig von der Umgebungstemperatur unterscheiden. Die Frischdampfleitung hingegen ist aufgrund der Frischdampf Temperatur großen Dehnungen zwischen Stillstand und Betrieb ausgesetzt. Diese werden mit Hilfe von Kompensatoren oder langen, weichen, schleifenartigen Rohrführungen abgefangen.

3.4.2 Festlager

Das Festlager oder auch der Gehäusefixpunkt markiert die Nullposition der Verschiebung, bezogen auf die gesamte Maschine. Die Turbine ist an der Frischdampfseite sehr kompakt und somit leicht. Richtung Abdampfseite wird die Maschinen durch die größeren Abmaße (Gehäuse, letzte Expansionsstufen) immer schwerer. Bei Kondensationsturbinen ist außerdem noch der im Verhältnis sehr große Kondensator zu beachten. Aus diesen Gründen wählt man das Festlager meist an der Abdampfseite.

3.4.3 Loslager

Das Loslager hat die Aufgabe, die axialen Verschiebungen zu kompensieren. Bei großen Maschinen liegt die Verschiebung im Bereich von einigen Millimetern.

3.4.4 Thermoelastisches Zentrieren

Die thermoelastische Zentrierung ist, um ein zentrisches radiales Ausdehnen zu gewährleisten, entscheidend. Dies bedeutet, dass sowohl das Festlager als auch das Loslager auf der Höhe der Gehäusetrennfläche beziehungsweise der Drehachse angeordnet sind. Die Verbindung wird dabei mit Sternbolzen ausgeführt.

3.5 Schaufelverbindung

Die Verbindung zwischen der Schaufel und der Radscheibe ist bei thermischen Turbomaschinen eines der wichtigsten Details. Sie dient dazu, den Kraftfluss von der Schaufel zur Scheibe herzustellen. Die entstehenden Kräfte setzen sich dabei primär aus mechanischen Lasten zusammen. Aber auch der thermische Einfluss darf nicht außer Acht gelassen werden. Letzter trägt allerdings hauptsächlich dazu bei, die Festigkeit der Schaufel zu vermindern. Die mechanischen Lasten lassen sich in Fliehkräfte und Gaskräfte teilen.

3.5.1 Fliehkraftbelastung an Schaufeln

Bei thermischen Turbomaschinen wirken aufgrund ihrer relativ hohen Betriebsdrehzahl ($n \geq 3000 \text{ min}^{-1}$) große Fliehkraftbelastungen und stellen damit die mechanische Hauptlast dar. Dies ist dem quadratischen Einfluss der Winkelgeschwindigkeit ω geschuldet.

$$F_z = m * r_s * \omega^2 \quad \text{Gl. 3.3}$$

Wobei:

- m ...Masse der Schaufel [kg]
- r_s ...Abstand vom Drehpunkt zum Schwerpunkt [m]
- ω ...Winkelgeschwindigkeit [1/s]

Die Fliehkraft verursacht auch einen Spannungsverlauf über die Schaufellänge. Dieser kann jedoch bei kurzen Schaufeln außer Acht gelassen werden.

3.5.2 Gaskräfte an Schaufeln

Die Gaskräfte an den Schaufeln entstehen durch die Umströmung des Arbeitsmediums. Dabei entsteht eine tangentialwirkende Kraft, welche in die Schaufel ein Biegemoment einleitet und Achsschub verursacht. Die daraus resultierende Belastung ist allerdings in Relation zu der Fliehkraft gering. Neben dem Biegemoment können Gaskräfte die Schaufel in Schwingung versetzen. Dies kann zu erheblichen Schädigungen führen und muss unterbunden werden. Die Präventionsmittel gehen dabei von Schaufelgeometrieänderungen bis hin zum Versteifen der Konstruktion und dem Einbau von dämpfenden Elementen.

3.5.3 Thermischer Einfluss

Der thermische Einfluss bei Schaufelverbindungen darf aufgrund der Temperaturgradienten bei Laständerung und der damit verbundenen Dehnung nicht vernachlässigt werden. Jede Art der Schaufelverbindung unterliegt bei der Fertigung gewissen Toleranzen. Diese müssen so gewählt sein, dass im Betriebspunkt keine zusätzlichen Spannungen aufgebracht werden. Man kann bei der Schaufelverbindung jedoch auch diese Dehnung gezielt verwenden, um die Schaufeln zu positionieren.

3.6 Scheibe/Radscheibe

An der Scheibe sind die Schaufeln befestigt. Sie hat prinzipiell die Aufgabe, die Schaufeln zu halten und das Drehmoment auf die Welle zu übergeben. Die Belastungen entstehen zum einen lokal durch die einzelnen Schaufelverbindungen sowie durch die innere Fliehkraftbelastung, welche an der gesamten Radscheibe wirkt. Die thermischen Beanspruchungen sind im stationären Betrieb nicht ausschlaggebend, jedoch beim An – und Abfahren.

4 Vorgehensweise

In diesem Kapitel soll die Vorgehensweise einer Simulation mit **Creo Simulate** betrachtet werden. Es wird beschrieben, wie bei allen Anwendungsfällen methodisch vorgegangen wurde. Im Bild 4-1 wird der angewandte Leitfaden dargestellt.

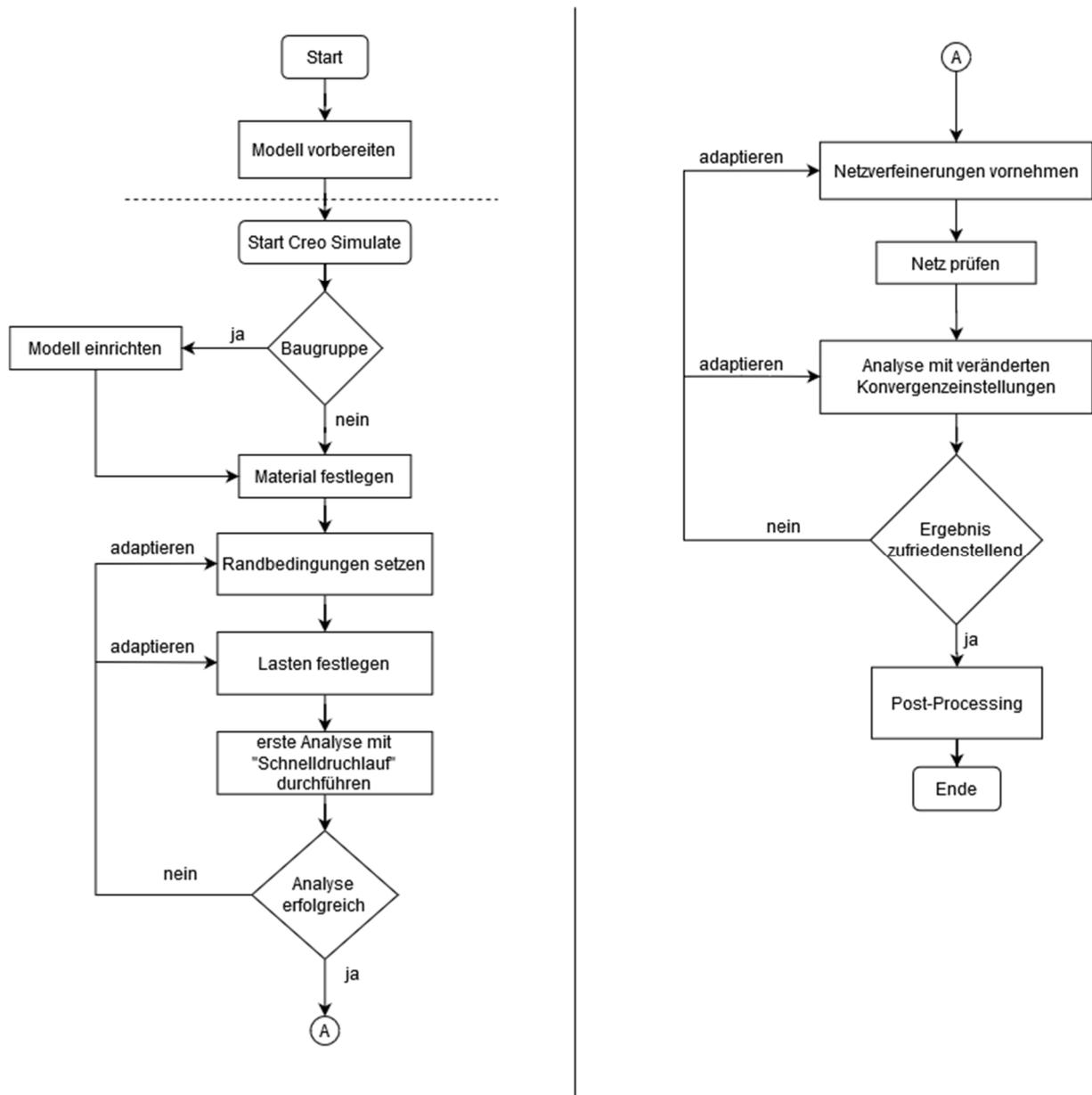


Bild 4-1 Leitfaden

Im Folgenden werden die einzelnen Schritte des Leitfadens näher erläutert:

4.1 Modell vorbereiten

Die Modellvorbereitung wird grundsätzlich noch im CAD-Modus, also **Creo Parametric**, durchgeführt. Sie kann je nach Anwendungsfall sehr aufwändig sein oder nicht notwendig. Man sollte bemüht sein, das Modell weitestgehend zu simplifizieren, vorausgesetzt, man verändert dadurch nicht die mechanischen oder thermischen Eigenschaften gravierend. Es bedeutet das Entfernen von Rundungen und Fasen oder das Weglassen von Montageeinrichtungen. Auch sämtliche Bohrungen, welche nicht relevant sind, können verschlossen werden. Das Modell sollte außerdem hinsichtlich Einschlüsse geprüft werden. Dies alles steht unter dem Aspekt des Rechnetzes. Durch komplexe Geometrien nimmt die Anzahl der Netzelemente und damit die Rechenzeit zu. Im schlimmsten Fall treten durch die komplexere Vernetzung Konvergenzprobleme auf.

Im Falle von Symmetrien muss das Modell auch vorab dahingehend modifiziert werden, um diese nutzen zu können.

4.2 Start Creo Simulate

Ist das Modell ausreichend vorbereitet, kann **Creo Simulate** gestartet werden.



Bild 4-2 Start Creo Simulate

4.3 Modell einrichten

Unter der Schaltfläche **Modell einrichten** stellt man den Kontakttyp der Bauteile zueinander ein. Bei Einzelteilen ist dies hinfällig, da es keine Kontakte gibt.

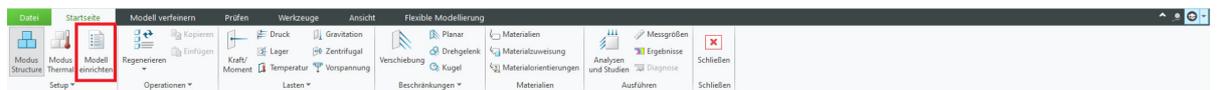


Bild 4-3 Modell einrichten

Creo Simulate unterscheidet im **Structure Modus** nach drei Arten (Schnittstelle):

- **Haftend:**

Bedeutet, dass die Kontaktflächen während der Simulation durchwegs den Kontakt halten. Sie verhalten sich also wie fest miteinander verbundene Flächen. Wird diese Schnittstelle gewählt, erzeugt Creo Simulate automatisch eine Messgröße der wirkenden Kraft zwischen den Flächen [2].

- **Frei:**

Bedeutet, dass die Kontaktflächen in keiner Art miteinander interagieren. Sowohl ein Abheben als auch ein Durchdringen der Kontaktflächen ist möglich [2].

- **Kontakt:**

Bedeutet, dass die Flächen die Freiheit haben sich gegenseitig zu bewegen. Auch ein Abheben von einander ist möglich, jedoch kein Durchdringen [2].

Die Schaltfläche **Modell einrichten** gibt es auch im **Thermal Modus**. Hier unterscheidet man hinsichtlich folgender drei Arten:

- **Haftend:**

Bedeutet, dass die Kontaktflächen während der Simulation durchwegs den Kontakt halten. Sie verhalten sich also wie fest miteinander verbundene Flächen. Thermisch wird das System als zwei leitende, miteinander verbundene Bauteile betrachtet. Wird diese Schnittstelle gewählt, erzeugt **Creo Simulate** automatisch eine Messgröße des Wärmeaustausches zwischen den Flächen [2].

- **Adiabat:**

Bedeutet, dass kein Wärmefluss zwischen den Kontaktflächen erfolgt [2].

- **Thermischer Widerstand:**

Bedeutet, dass ein definierter Wert für die Wärmeübertragung [W/m²K] zwischen den Kontaktflächen herrscht, welcher zuvor gewählt wurde [2].

Standardmäßig ist sowohl im **Structure Modus** als auch im **Thermal Modus** der Schnittstellentyp **Haftend** eingestellt.

4.4 Material festlegen

Die Materialfestlegung erfolgt über die Schaltfläche **Materialzuweisung**. Dabei können sämtliche angelegten Materialien gewählt werden. Das Anlegen einer Materialbibliothek muss zusätzlich erfolgen, was in der Arbeit nicht berücksichtigt wird.



Bild 4-4 Material festlegen

4.5 Randbedingungen setzen

Die Randbedingungen sind im **Structure Modus** so zu wählen, dass zumindest statische Bestimmtheit gegeben ist [2].

Im **Thermal Modus** können folgenden Randbedingungen gewählt werden:

- Vorgegebene Temperatur
- Konvektive Bedingung
- Strahlungsbedingung

Bei diesen lässt sich auch ein zeitlicher oder lokaler Verlauf definieren. undefinierte Flächen werden als isoliert angesehen [2].



Bild 4-5 Randbedingungen

4.6 Lasten festlegen

Die Lasten sollten in Bezug auf den Angriffspunkt und den Wert der Realität nachempfunden sein.



Bild 4-6 Lasten

Man kann im **Structure Modus** zwischen folgenden wählen:

- Kraft/Moment
- Druck
- Temperatur

Bei diesen lässt sich auch ein zeitlicher oder lokaler Verlauf definieren. Kräfte, Momente und Temperaturen können auf Körperkanten gesetzt werden.

Des Weiteren gibt es:

- Gravitation
- Zentrifugalkraft
- Vorspannung

Im **Thermal Modus** gibt es die Wärmelast [W]. Der Verlauf der Last lässt sich in Abhängigkeit der Zeit oder der Position definieren.

4.7 Erste Analyse durchführen

Sind alle Vorbereitungen erfüllt, kann die erste Analyse durchgeführt werden. Dieser erste Durchgang dient nur der Überprüfung, ob alle Eingaben richtig gesetzt wurden.



Bild 4-7 Analysen

Deshalb wird zu Gunsten der Zeit als Konvergenzmethode der **Schnelldurchlauf** gewählt (Kapitel 2.4.1). Ist die Analyse beendet, weiß man, dass das so aufgebaute Modell funktioniert. Des Weiteren sind erste Simulationsergebnisse verfügbar, welche auch beim nächsten Schritt tragend werden. So können zum Beispiel nicht erklärbare oder unverhältnismäßige Verschiebungen zum Überdenken der Randbedingungen führen.

4.8 Netzverfeinerungen vornehmen

Als Diskussionsmessgröße wird unter diesem Punkt die Spannung gewählt. Das beschriebene gilt auch für alle anderen Messgrößen.



Bild 4-8 Netzsteuerung

Anhand der ersten Analyse ist nun ein grober Verlauf der Spannung am Bauteil bekannt. Dabei können unter Umständen auch Spitzen in unerwarteten Bereichen auftreten. Beim Auftreten von großen Spannungsgradienten sollte lokal eine Netzverfeinerung vorgenommen werden. Nur dadurch ist ein sachgemäßes Abbilden des Spannungsverlaufes für das FEM-Programm erreichbar.

Neben Spannungsspitzen ist der **RMS-Spannungsfehler** ein guter Indikator für eine etwaige Netzverfeinerung. Dieser wird im Berechnungsprotokoll ausgegeben und sollte im Bereich von 5% bis 10% liegen.

Netzverfeinerung ist aber nicht nur im Sinne der Elementgröße gemeint. Bei der Netzsteuerung von **Creo Simulate** lassen sich auch Bereiche ausschließen. Diese werden zwar vernetzt, allerdings nicht bei der Berechnung berücksichtigt. Prädestinierte Anwendungsfälle sind scharfe Kanten oder Singularitäten.

4.9 Netz prüfen

Sind die Netzadaptionen vorgenommen, sollte das Netz vorab noch einmal erstellt werden. Dabei ist darauf zu achten, ob die gewünschten Veränderungen auch tatsächlich in Kraft getreten sind. Lässt sich das Netz nicht erzeugen, gibt meist die Fehlermeldung Aufschluss, wo ein Problem vorliegt.

4.10 Analyse mit veränderten Konvergenzeinstellungen

Mit verbessertem Netz kann auch von der groben Konvergenzmethode in Form des **Schnelldurchlaufs** abgesehen werden. Die verwendete Konvergenzmethode muss mit dem vorhandenen Analysetyp kompatibel sein (Kapitel 2.4).

Ist das daraus folgende Ergebnis nicht zufriedenstellend, kann beim Netz oder der Konvergenz nachjustiert werden.

5 Berechnung der Schaufelfußverbindung

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise bei der Simulation der Schaufelverbindung dargestellt (Siehe Kapitel 2 und 3).

Nach der Aufbereitung, wie das Modell und die Simulation zu Stande gekommen ist, werden die Ergebnisse bewertet und validiert.

Die Schaufelfußverbindung besteht aus den beiden Laufschaufeln (Bild 5-1, Nr.: 1 & 2) und der Radscheibe (Bild 5-1, Nr.: 3). Im Bild 5-1 sind die Kontaktbereiche rot umkreist.

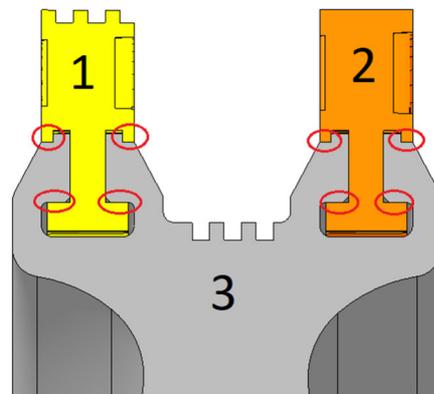


Bild 5-1 Schaufelfußverbindung

5.1 Modellvorbereitung

Die Modellvorbereitung beginnt mit dem Ausgangsmodell, welches aus der Radscheibe und den beiden Laufschaufeln besteht. Aufgrund der vorhandenen Rotationssymmetrie und der Möglichkeit diese mit **Creo Simulate** zu nutzen, wird nur ein Segment der Baugruppe betrachtet. Bei einer Schaufelanzahl von 120 bedeutet das ein Segment mit 3° Öffnungswinkel.

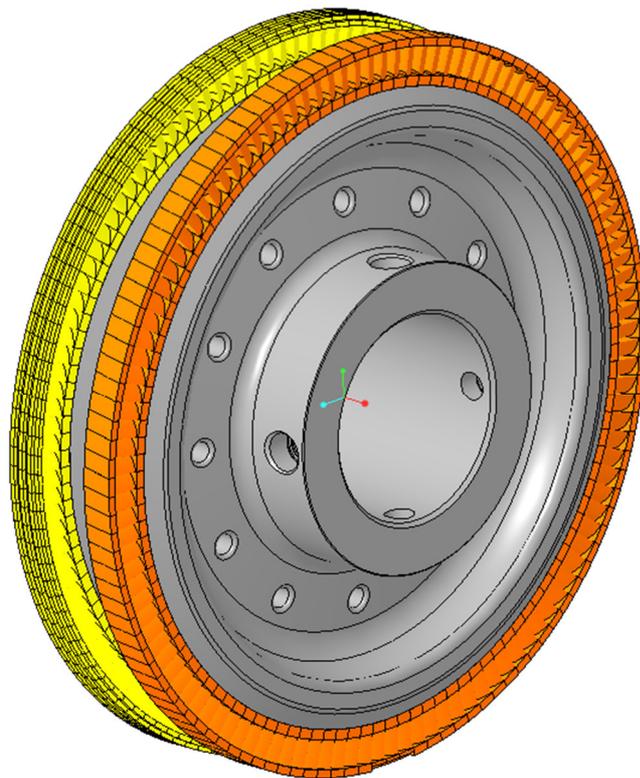


Bild 5-2 Ausgangsmodell

5.1.1 Rotationssymmetrie

Rotationssymmetrien werden in **Creo Simulate** mit zyklischen Randbedingungen abgebildet. Um diese beim vorhandenen Modell anwenden zu können, mussten ein paar Veränderungen vorgenommen werden. Die Laufschaufeln besitzen keine parallele Abschlussfläche zur Drehachse (Bild 5-3). Man stelle sich die Kontaktfläche der Schaufeln zueinander als Ebene vor. Entlang dieser Ebene muss auch die Radscheibe zu einem Segment geschnitten werden. Hier entsteht ein Konflikt, denn zyklische Randbedingungen setzen voraus, dass die Schnittebenen des Segments durch die Drehachse gehen und sie nicht bloß schneiden.

Deshalb mussten die Schnittflächen der Schaufeln so verändert werden, damit diese Bedingung erfüllt ist (Bild 5-4).

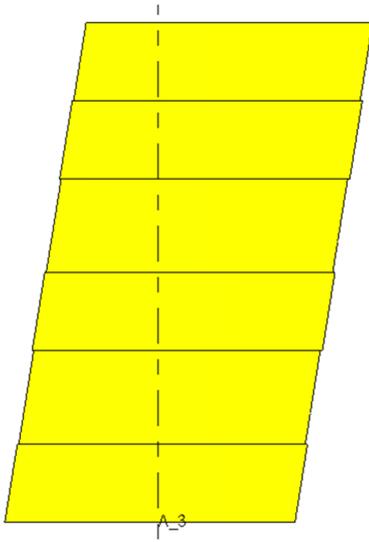


Bild 5-3 Laufschaufel 1 „original“ von außen

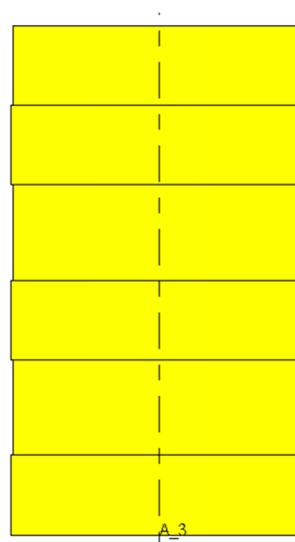


Bild 5-4 Laufschaufel 1 „gerade“ von außen

Die Unterschiede zwischen den beiden Versionen fallen vor allem im Bereich der Schaufelhinterkante auf (rot umkreist, Bild 5-5 und Bild 5-6)

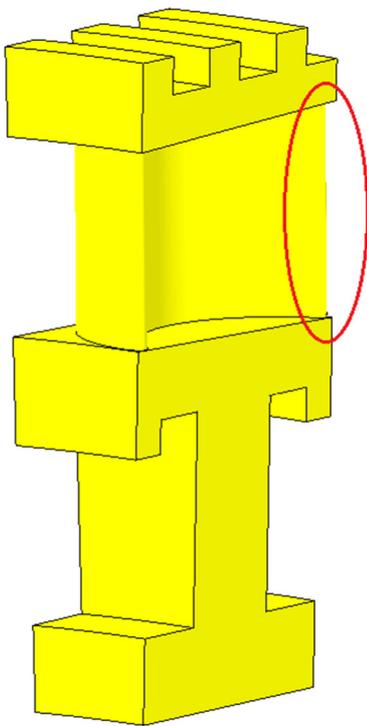


Bild 5-5 Laufschaufel „original“

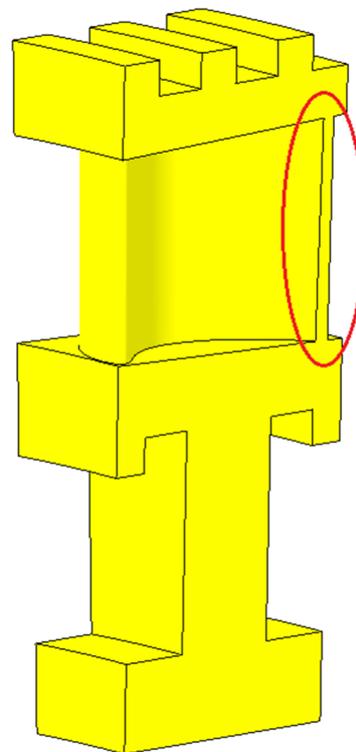


Bild 5-6 Laufschaufel „gerade“

Durch die geänderte Geometrie ergeben sich Veränderungen hinsichtlich des Schwerpunkts und des Volumens. Da beide Einfluss auf die Belastung haben, wurden die Abweichungen betrachtet (Tabelle 5-1).

Tabelle 5-1 Änderungen des Volumens und der Schwerpunktkoordinaten der Schaufeln

	Schaufel original	Schaufel gerade	
Schwerpunktkoordinate x	0,675	-0,647	[mm]
Schwerpunktkoordinate y	-0,66	-0,016	[mm]
Schwerpunktkoordinate z	157,04	157,18	[mm]
Volumen	2870	2890	[mm ³]

Die positive z-Koordinate geht in radialer Richtung, Die x-Koordinate (Drehachse) beschreibt die Tiefe und die y-Koordinate geht in tangentialer Richtung.

Das Volumen und die z-Koordinate beeinflussen maßgeblich die resultierende Fliehkraftbelastung (Kap2). Da hier nur geringe Abweichungen vom Original vorhanden sind, müssen keine Adaptionen vorgenommen werden. Die x - und y-Koordinaten bestimmen den Ort der Krafteinleitung. Dabei muss mit einer Änderung in y-Richtung gerechnet werden. Der Krafteinleitungspunkt hat sich also im Verhältnis zum Original in positiver Richtung gedreht (Bild 5-7). Dies ist ohne Adaptionen hinnehmbar, da eine Verdrehung bei rotationsymmetrischen Körpern in Summe keine Veränderung bedeutet.

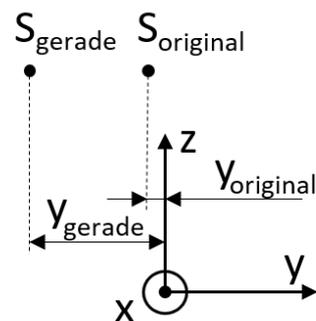


Bild 5-7 Schwerpunktsveränderungen

5.1.2 Radscheibe

Das Ersatzmodell der Radscheibe wird als Segment mit einem Öffnungswinkel von 3° abgebildet (Bild 5-8). Des Weiteren wurden die in Bild 5-2 ersichtlichen Bohrungen verschlossen.

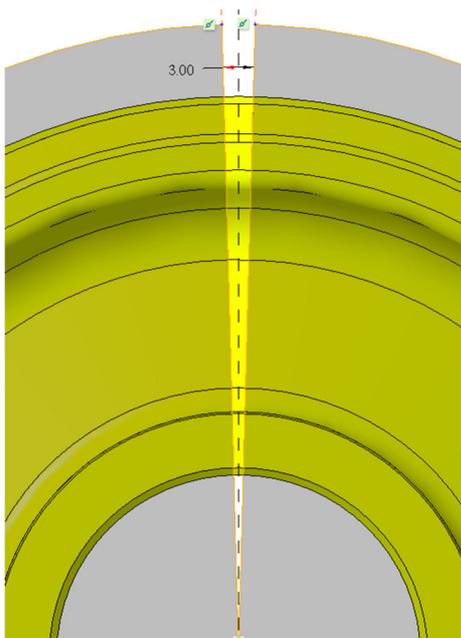


Bild 5-8 Reduzierung der Radscheibe

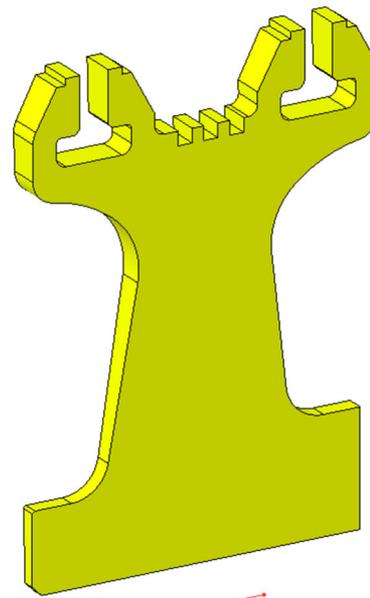


Bild 5-9 Radscheibensegment

5.1.3 Verwendetes Modell

Die Veränderungen aus den Kapiteln 5.1.1 und 5.1.2 führen zum angewandten Modell für die Simulation (Bild 5-10).

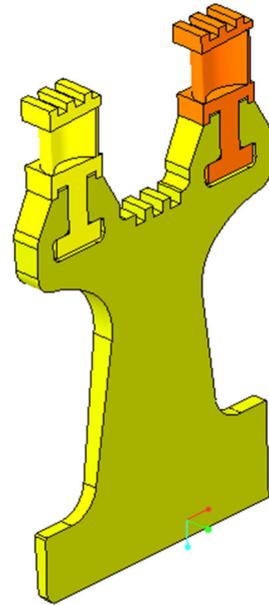


Bild 5-10 Verwendetes Modell

5.2 Modell einrichten

Da die Schaufelfußverbindung ein Kontaktproblem ist, müssen die jeweiligen Flächen auch als Kontakt definiert werden. Im Zuge der Berechnung ergaben sich des Öfteren Probleme bei den Schnittstellen. Diese konnten durch einen auf die Radscheibe bezogenen Volumenbereich an der Kontaktfläche verhindert werden (Bild 5-11). Volumenbereiche sind in **Creo Simulate** ein probates Mittel, um lokale Netzverfeinerungen oder Lasten zu definieren.

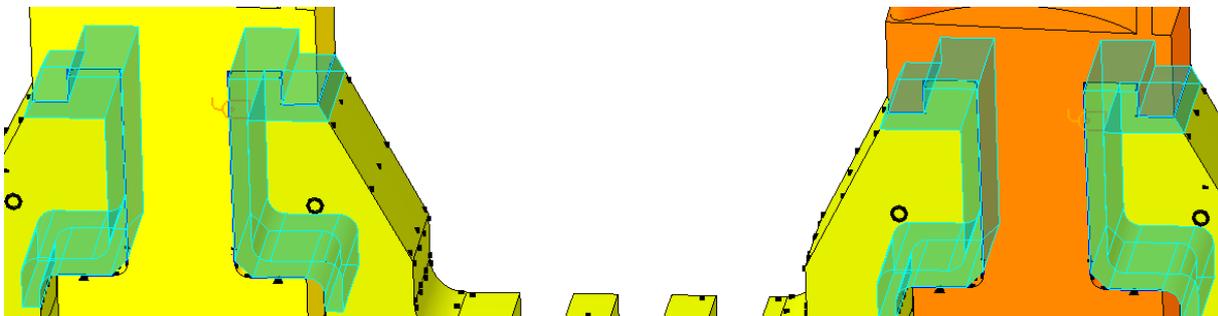


Bild 5-11 Volumenbereich an den Kontaktflächen

5.2.1 Strukturmechanische Schnittstellen

Die Schaltfläche **Modell einrichten** (4.3 Modell einrichten) ist standardmäßig auf **Haftend** eingestellt. Dies wird nicht verändert, stattdessen werden alle Kontakte unter **Schnittstellen** als solche definiert (Bild 5-12).



Bild 5-12 Schnittstelle

Mit diesem Befehl muss jede Kontaktflächenpaarung definiert werden (Bild 5-14). An den Kontaktflächen wurde keine Reibung eingestellt (Bild 5-13).

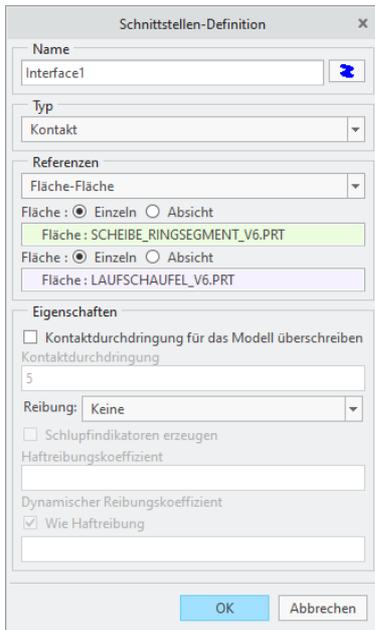


Bild 5-13 Schnittstellen-Definition

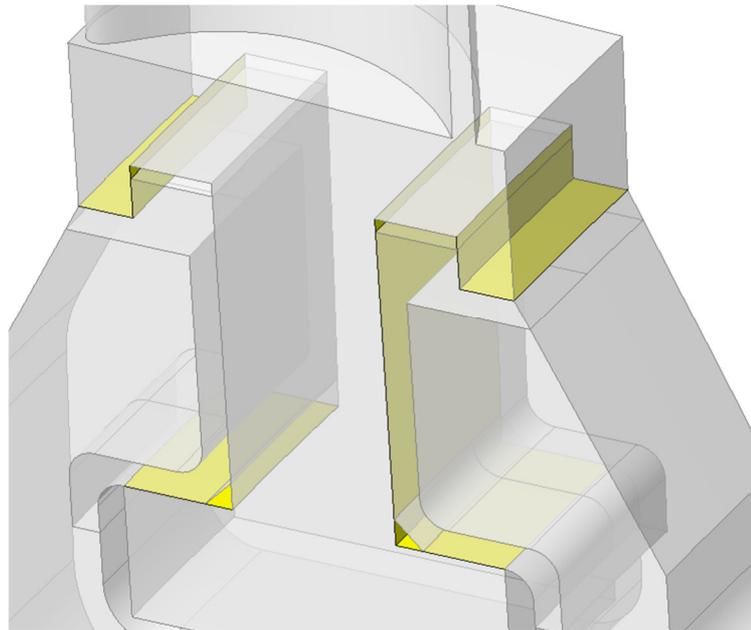


Bild 5-14 Kontaktschnittstellen

5.2.2 Thermische Schnittstellen

Wie bei den strukturmechanischen Schnittstellen ist vorab jede als **Haftend** eingestellt. Diese Definition der Schnittstelle ist für ein Modell, welches strukturmechanische Kontaktschnittstellen besitzt, nicht zulässig, da Kontaktschnittstellen ein Abheben der Flächen voneinander nicht ausschließen. Der Wärmetransport erfolgt real allerdings über die Wärmeleitung, also einen haftenden Kontakt. Um dieses Problem zu lösen, wird die Schnittstelle **thermischer Widerstand** angewendet (4.3 Modell einrichten). Der Wärmeübertragungskoeffizient wird dabei so groß eingestellt, dass sich keine Differenz zu einer Haftschnittstelle ergibt (Bild 5-15). Es müssen alle Flächen, welche strukturmechanisch als Kontakt definiert werden, auch als Schnittstellen vom Typ **thermischen Widerstands** eingestellt sein (Bild 5-16).

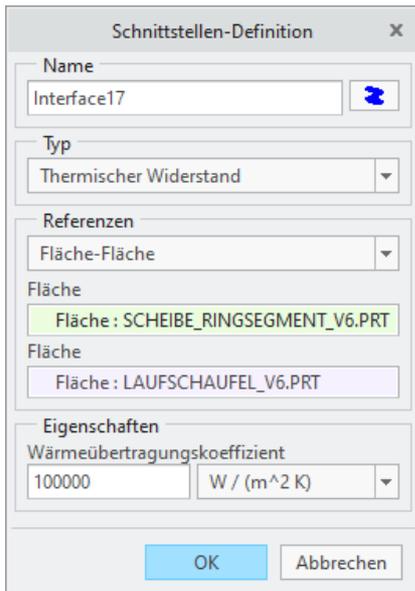


Bild 5-15 Schnittstellen-Definition

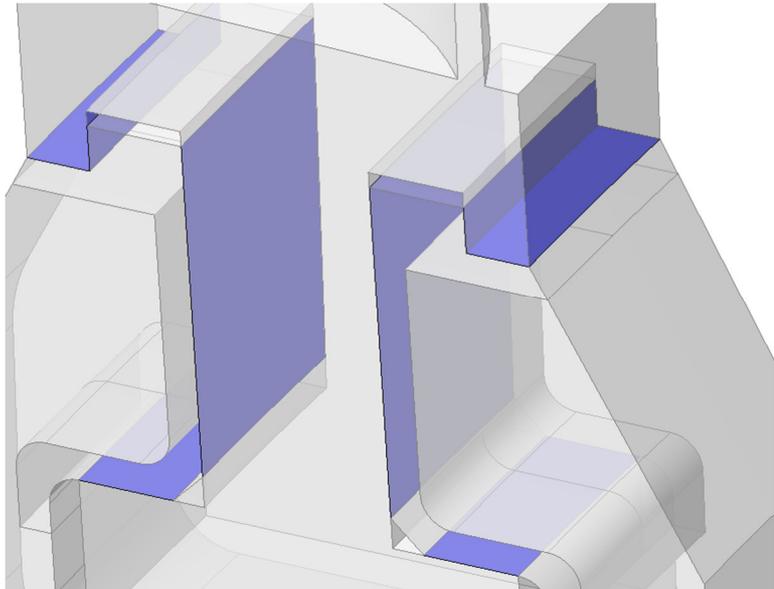


Bild 5-16 thermische Widerstandsschnittstellen

5.3 Material festlegen

Wie in 3.3 Materialeigenschaften beschrieben wurde, besitzen die verwendeten Materialien temperaturabhängige Werkstoffkennwerte (H Materialeigenschaften). Dabei wurde auf den Elastizitätsmodul und die Wärmeleitfähigkeit eingegangen. Als Werkstoffe werden verwendet:

- Laufschaufeln: X22CrMoV12-1
- Radscheibe: 30CrMoNiV5-11

Im Folgenden wird die Eingabe für eine Laufschaufel gezeigt. Um Bauteilen ein Material zu hinterlegen, verwendet man die Schaltfläche **Materialzuweisung**.

Ist ein Material gewählt, lassen sich die Kennwerte parametrisieren. Jedoch lassen sich Kennwerte nur in Abhängigkeit der Temperatur beschreiben. Die Eingabe wird anhand des E-Moduls von X22CrMoV12-1 beschrieben. Die Materialeigenschaften des definierten Materials finden sich unter Materialdefinition wieder (Bild 5-17). Im Eingabefeld des E-Moduls kann mittels Rechtsklick -> Funktionen, der Wert parametrisiert werden.

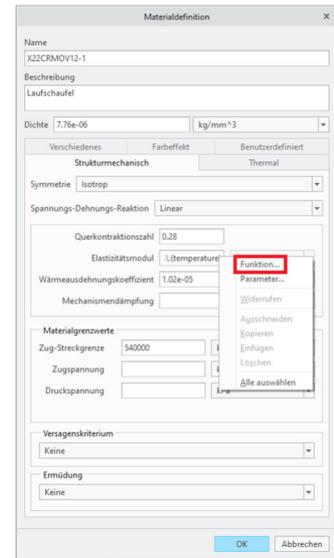


Bild 5-17 Materialdefinition

Zunächst kann unter **Definition** die Art der Funktion gewählt werden (Bild 5-18). Dabei stehen **Tabelle** und **Symbolisch** zur Verfügung. Unter einer symbolischen Funktion versteht **Creo Simulate** eine Funktion, bei der die Temperatur der Abszisse entspricht und das Funktionsergebnis der Ordinate. Die Graphen Bild 3-4 und Bild 3-5 entstehen durch die Verbindung von punktuellen Messwerten. Aufgrund dessen gibt es keine Funktion, welche den Verlauf beschreibt. Man kann jedoch genau diese Eingabemethode unter der Definition **Tabelle** verwenden. Mit den rot umrandeten Symbolen (Bild 5-18) können Zeilen hinzugefügt oder entfernt werden. Danach können die Werte übertragen werden. Zu achten ist auf die Einheit. Der E-Modul wird üblicherweise in [GPa] oder [MPa] bzw. [N/mm²] angegeben. Werden Materialeigenschaften parametrisiert, lässt **Creo Simulate** keine Veränderungen der Einheit mehr zu und verwendet [kPa].

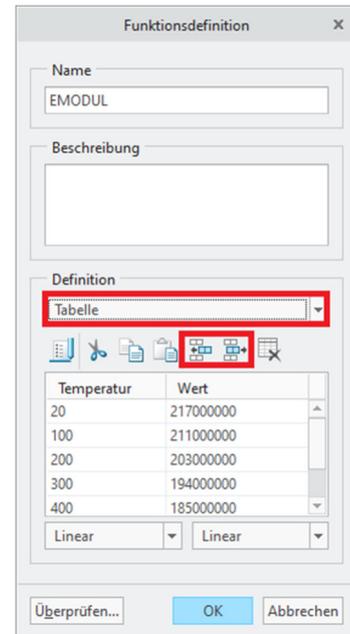


Bild 5-18 Funktion E-Modul

Die Parametrisierung der Wärmeleitfähigkeit läuft gleich ab. Auch hier ist die Einheit zu überprüfen. Üblicherweise werden die Werte für die Wärmeleitfähigkeit in [W/mK] angegeben. **Creo Simulate** verwendet [mm kg/sek³ C]. Zwischen beiden Dimensionen liegt der Faktor 10³ (Tabelle 5-2).

Tabelle 5-2 Umrechnung Wärmeleitfähigkeit

	[W/ mK]	[mm kg/sek ³ C]
Wärmeleitfähigkeit E295	50	50000

Ob die Eingaben richtig getätigt wurden, lässt sich mit einem Graphen kontrollieren. Dazu verwendet man **Überprüfen...** (Bild 5-18) und lässt sich die Daten ausgeben (Bild 5-19).

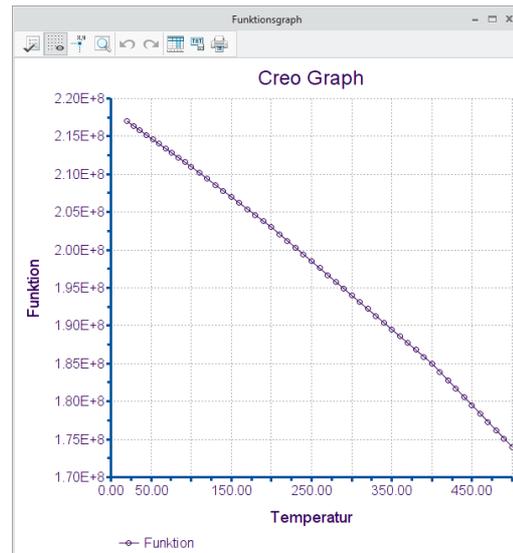


Bild 5-19 Graph Eingabe E-Modul

5.3.1 Veränderungen durch die Parametrisierung

Durch die temperaturabhängigen Materialkennwerte ergeben sich Einschränkungen bei den Analysemethoden. So lassen sich Simulationen nur mehr mit einer definierten Materialtemperatur durchführen. Möchte man im Falle der Schaufelfußverbindung zunächst nur die Ergebnisse infolge einer reinen mechanischen Belastung auswerten, ist das nicht mehr möglich. Umgehen kann man dies, indem man eine Temperaturlast einfügt. Dabei müssen eine Temperatur sowie eine Referenztemperatur angegeben werden. Hintergrund ist, dass die Wärmeausdehnung mit einer Temperaturdifferenz errechnet wird ($\text{Temperaturdifferenz} = \text{Betriebstemperatur} - \text{Prüfitemperatur des Materialkennwerts}$). Sind beide Werte gleich, entsteht keine Wärmedehnung. Dadurch ist zwar eine Temperaturlast definiert, welche allerdings keine Einflussnahme auf das Ergebnis hat.

5.4 Randbedingungen setzen

Das Setzen der Randbedingungen kann das Endergebnis stark verändern und sollte deshalb gut überlegt werden. Die erste Aufgabe ist, das reduzierte Modell mit einer Randbedingung zu versehen, welche zur Folge hat, dass das Ergebnis das einer ganzen Radscheibe ist. Anschließend werden die Freiheitsgrade entsprechend der Realität festgelegt. Für dieses Modell kann hinsichtlich drei verschiedener Randbedingungen unterschieden werden:

- Zyklische Randbedingung
- Randbedingung Innenfläche
- Randbedingung Kontaktfläche

Die Randbedingung für Innen- und Kontaktfläche erfordern ein zylindrisches Koordinatensystem (G Schaufelfußberechnung).

5.4.1 Zyklische Randbedingung

Durch die zyklische Randbedingung entspricht die Berechnung des Segments der Radscheibe, jener als ob die gesamte Radscheibe betrachtet wird. Unter Verwendung der beiden Schnittflächen kann die Randbedingung definiert werden (Bild 5-20).

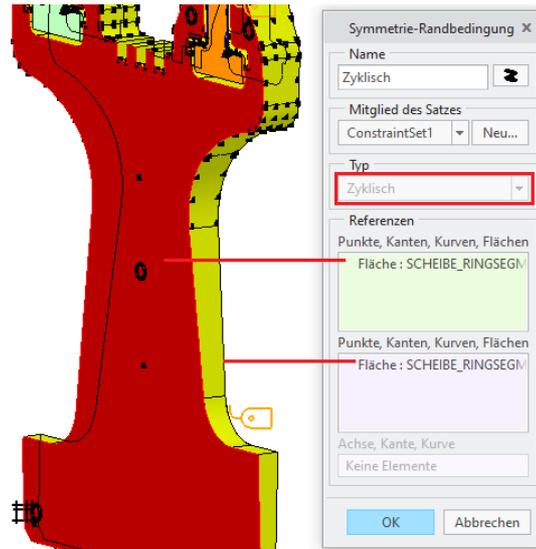


Bild 5-20 Zyklische Randbedingung

5.4.2 Randbedingung Innenfläche

Die Innenfläche der Radscheibe wird gegen ein axiales Verschieben fixiert. Eine Verschiebung in radialer und tangentialer Richtung ist erlaubt (Bild 5-21). Definiert wird die Randbedingung an der linken Kante der Innenfläche. Würde man der gesamten Innenfläche ein axiales Verschieben verbieten, ergäben sich thermische Spannungen.

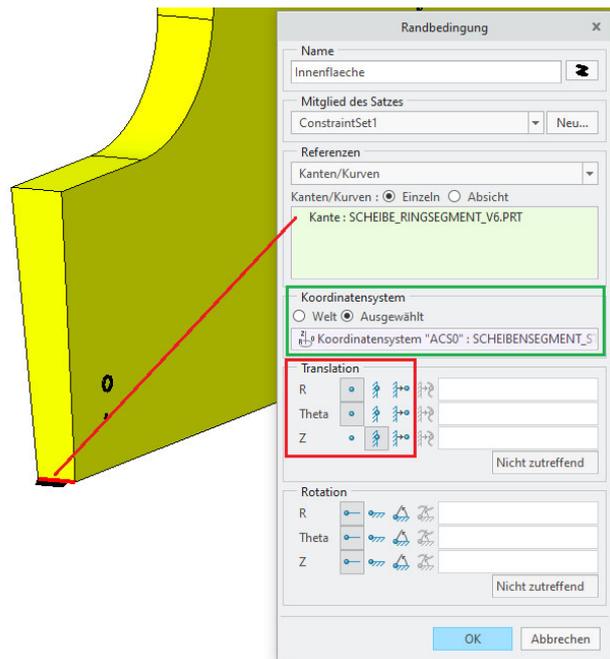


Bild 5-21 Randbedingung Innenfläche

5.4.3 Randbedingung Kontaktfläche

Die Radscheibe kann sich durch die Randbedingung der Innenfläche bereits nicht mehr axial verschieben. Des Weiteren muss die Verdrehung (Verschiebung tangential) verhindert werden. Dies hätte auch an der Innenfläche eingestellt werden können, wurde aber aus folgendem Grund unterlassen.

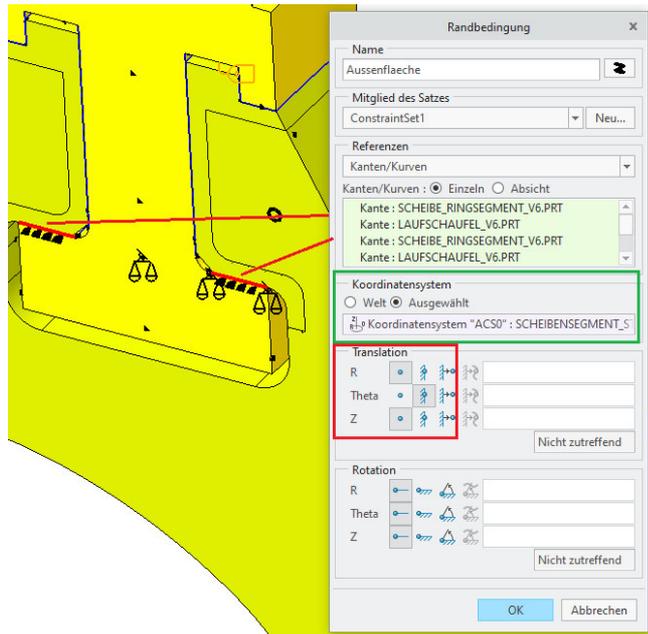


Bild 5-22 Randbedingung Kontaktfläche

Durch die bezogen auf den Schwerpunkt des Radscheibensegments exzentrisch wirkende Fliehkraft an der Schaufel (Bild 5-7 Schwerpunktsveränderungen) entsteht eine Kraft, welche die Laufschaufeln tangential zu der Radscheibe verschieben.

Die zylindrische Kontaktfläche (gelb, Bild 5-23) besitzt keinen Formschluss, welcher ein Verdrehen der beiden Bauteile zueinander verhindern könnte. Deshalb werden die Kontaktflächen am Schaufelfuß gegen Verdrehung durch die Randbedingung gesperrt.

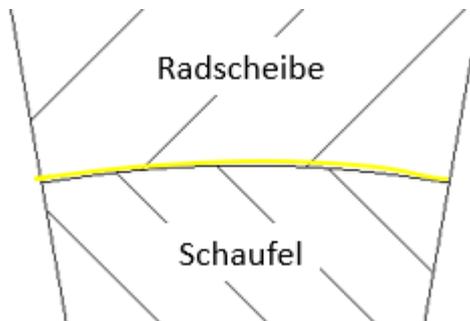


Bild 5-23 zylindrische Kontaktfläche

5.5 Lasten festlegen

Die Schaufelfußverbindung wird mechanisch durch die Fliehkraft und thermisch durch einen Temperaturgradienten belastet (3.5 Schaufelverbindung).

Um die Temperaturverteilung als Last zu definieren, verwendet man die MEC/T – Temperaturlast.

5.5.1 Fliehkraft

Die Fliehkraftbelastung entsteht durch eine konstante Drehung mit 10500 min^{-1} (RPM) gemäß 3.5 Schaufelverbindung. Bei der Erzeugung der Last ist auf die richtige Drehachse (Anwendungsfall x-Achse) zu achten (Bild 5-24).

Die Drehrichtung hat keine Auswirkung auf das Ergebnis und muss deshalb auch nicht betrachtet werden.

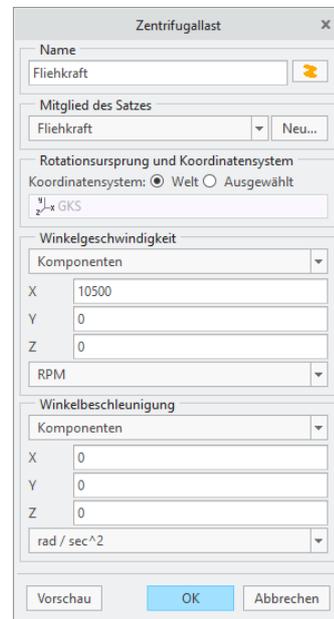


Bild 5-24 Zentrifugallast

5.5.2 Temperaturlast

Die Temperaturlast wird durch die Randbedingung einer vorgegebenen Temperatur erstellt. In 3.1.1 Zustandsgrößen des Dampfes wurden die Zustandsgrößen jeweils vor und nach der Schaufel berechnet (Tabelle 3-2). Als Temperatur wird der Mittelwert dieser Ergebnisse verwendet und auf den von Dampf benetzten Oberflächen aufgebracht (Bild 5-25, Bild 5-26).

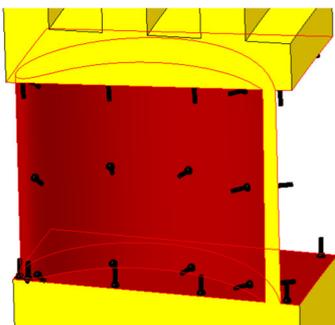


Bild 5-25 Temperatur Schaufel 1

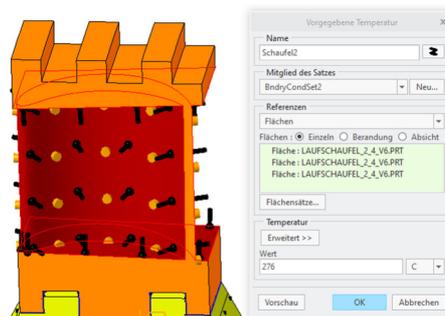
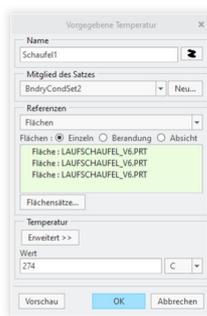


Bild 5-26 Temperatur Schaufel 2

Um ein Temperaturgefälle hin zur Welle zu erreichen, wird an den unteren Flächen der Radscheibe eine Temperatur von 70°C vorgegeben (Bild 5-27). Dies entspricht dem Betriebsfall des Anfahrens. Im stationären Betrieb ist die Maschine vollständig durchwärmt und es würden somit keine Temperaturgefälle auftreten.

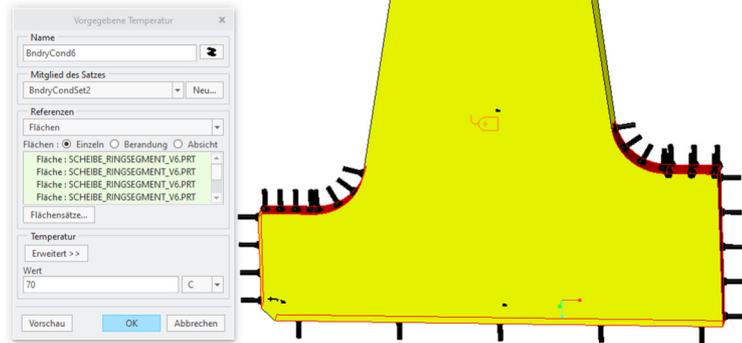


Bild 5-27 Temperatur in Wellennähe

All diese Einträge versteht **Creo Simulate** als Randbedingung (Dirichlet Randbedingung). Um eine thermische Analyse starten zu können, ist allerdings eine Last vonnöten. Hierfür wurde an einer beliebigen Position eine Wärmeleistung von 1 W angebracht (Bild 5-28). Durch die geringe Wärmeleistung soll sich das Ergebnis nicht verändern.

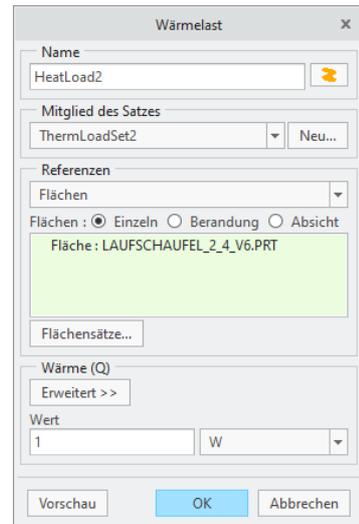


Bild 5-28 Wärmelast

5.5.3 MEC/T – Temperaturlast

Die **MEC/T – Temperaturlast** ist die Schnittstelle, um die Temperaturverteilung, basierend auf der thermischen Analyse, im strukturmechanischen Modus als Last zu verwenden. Diese Last setzt also eine thermische Analyse zwingend voraus. Aus Gründen der Übersichtlichkeit empfiehlt es sich, einen separaten Lastsatz zu verwenden. Mit der Aktivierung von **Vorherige Konstruktionsstudie verwenden** werden die Ergebnisse der thermischen Analyse herangezogen. Ist diese inaktiv, bedeutet das, dass beim Start der strukturmechanischen Analyse vorab die thermische Analyse neu berechnet wird. Als Referenztemperatur sollte die Prüftemperatur der Werkstoffkennwerte eingestellt werden.

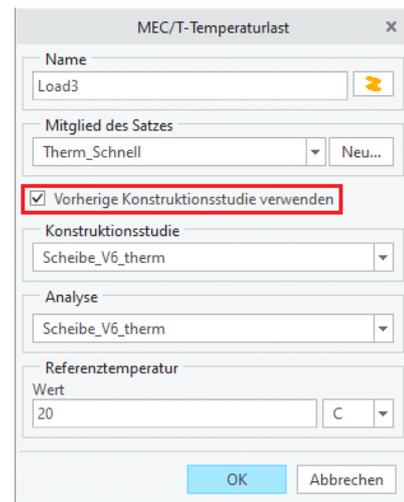


Bild 5-29 MEC/T Last

5.6 Netzverfeinerung

Der Netzverfeinerung geht die erste strukturmechanische und thermische Analyse voraus. Diese wurde mit der Konvergenzmethode des **Schnelldurchlaufes** ausgeführt und soll zum einen die Funktionalität des Modellaufbaus prüfen, zum anderen werden Spannungsspitzen und damit große Spannungsgradienten lokalisiert. Des Weiteren kann der **RMS-Spannungsfehler** aus dem Rechenprotokoll ausgelesen werden (Bild 5-30, Bild 5-31). Dieser sollte zwischen 5% und 10% liegen, wenn möglich unter 5%.

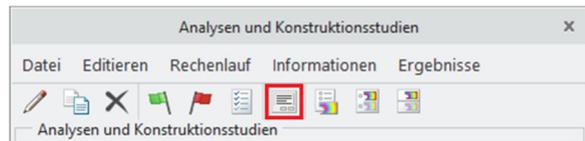


Bild 5-30 Analyseprotokoll

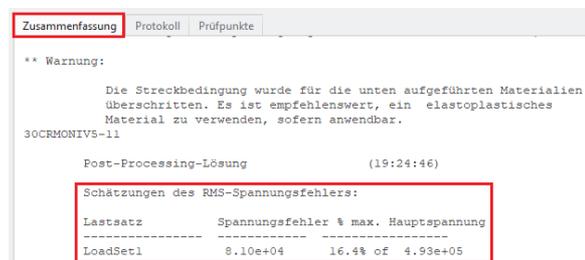


Bild 5-31 RMS-Spannungsfehler

Auf Basis der Analysen liegt das Hauptaugenmerk der Netzverfeinerung auf dem Kontaktbereich des Schaufelfußes und den äußeren Schultern der Bauteile.

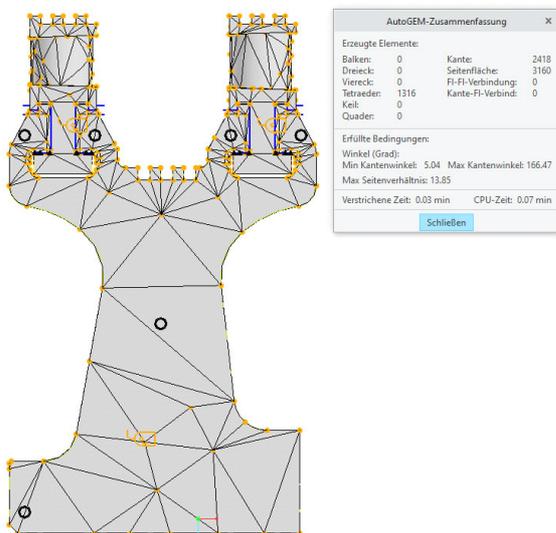


Bild 5-32 erstes Netz

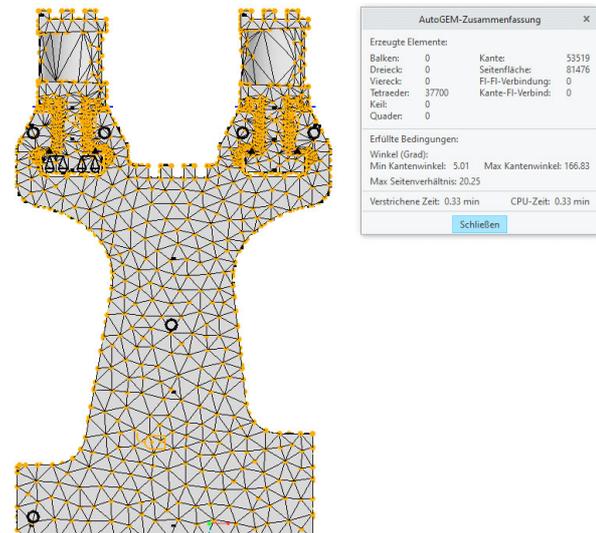


Bild 5-33 verfeinertes Netz

Die Adjustierung des Netzes wurde durch jeweilige maximale Elementgrößen durchgeführt. So ist der Maximalwert an den Kontaktflächen 0,5 mm. Entlang der Außenkontur der Radscheibe wurde das Netz mit einer maximalen Elementgröße von 4 mm als ausreichend fein erachtet (G Schaufelfußberechnung). Vor allem die Radscheibe ist sehr fein vernetzt. Der Grund dafür liegt in den erhöhten Spannungen in der Nähe des Läufers sowie im Bereich der Erweiterung für die Schaufeln. Dies konnte realisiert werden, da das Modell aufgrund der zyklischen Randbedingung bereits stark an Komplexität verlor und somit das feinere Netz mit vertretbarer Rechendauer bewältigbar ist, wengleich der Anstieg der Elemente im Verhältnis zum ersten Netz enorm ist.

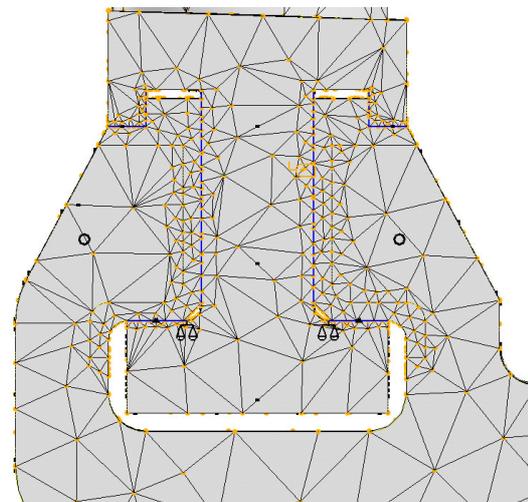


Bild 5-34 Vernetzung am Schaufelfuß

5.7 Analyseeinstellungen

Die Analyseeinstellungen werden im Folgenden für die strukturmechanische und thermische Analyse betrachtet.

5.7.1 Thermische Analyse

In allen betrachteten Fällen der Arbeit ist durch die Verwendung der **MEC/T-Last** die thermische Analyse Voraussetzung für die strukturmechanische Analyse. Als Analysetyp wird die **stationäre thermische Analyse** verwendet und als Konvergenzmethode die **Adaptive Einschnitt-Konvergenz** angewandt (2.4.2 Adaptive Einschnitt-Konvergenz). All jene Lasten bzw. Randbedingungen, welche für die Analyse relevant sind, müssen per Haken hinzugefügt werden (Bild 5-35).

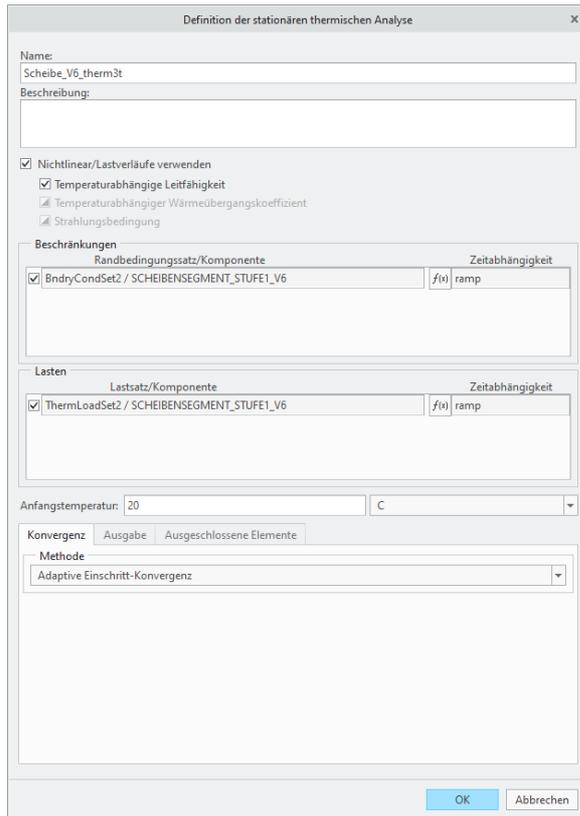


Bild 5-35 thermische Analyse

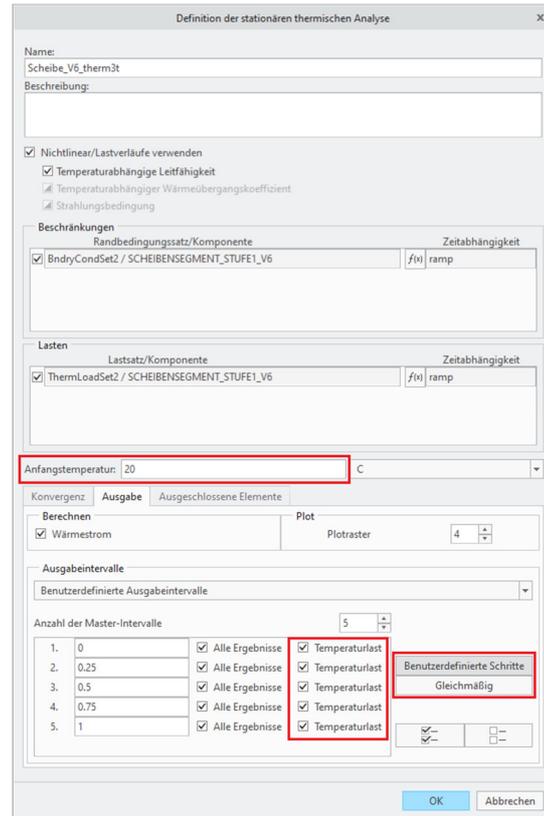


Bild 5-36 thermische Analyse, Temperaturlast

Der Wert der Anfangstemperatur sollte der Prüftemperatur für die Werkstoffkennwerte entsprechen. Die Ausgabeintervalle sind benutzerdefiniert auf fünf Zeitschritte eingestellt. Durch das Betätigen der Funktion **Gleichmäßig** übergibt **Creo Simulate** sämtliche Lasten in gleichen großen Teilen (Bild 5-36).

Erstellt man eine thermische Analyse mit der Konvergenzmethode **Adaptive-Einschnitt-Konvergenz** und ändert dabei die Ausgabeintervalle, ist darauf zu achten, dass man die Temperaturlast aktiviert. Bei der Voreinstellung ist sie nicht aktiv. Eine thermische Analyse ohne aktive Temperaturlast ist nicht als Basis für die **MEC/T – Last** zulässig (Bild 5-36).

5.7.2 Strukturmechanische Analyse

Für die strukturmechanische Simulation der Schaufelfußverbindung wurde eine **statische Analyse** verwendet. Als Konvergenzmethode wird, wie bei der thermischen Analyse, die **Adaptive Einstritt-Konvergenz** angewandt und die für die finalen Analysen die Genauigkeit auf **hoch** eingestellt.

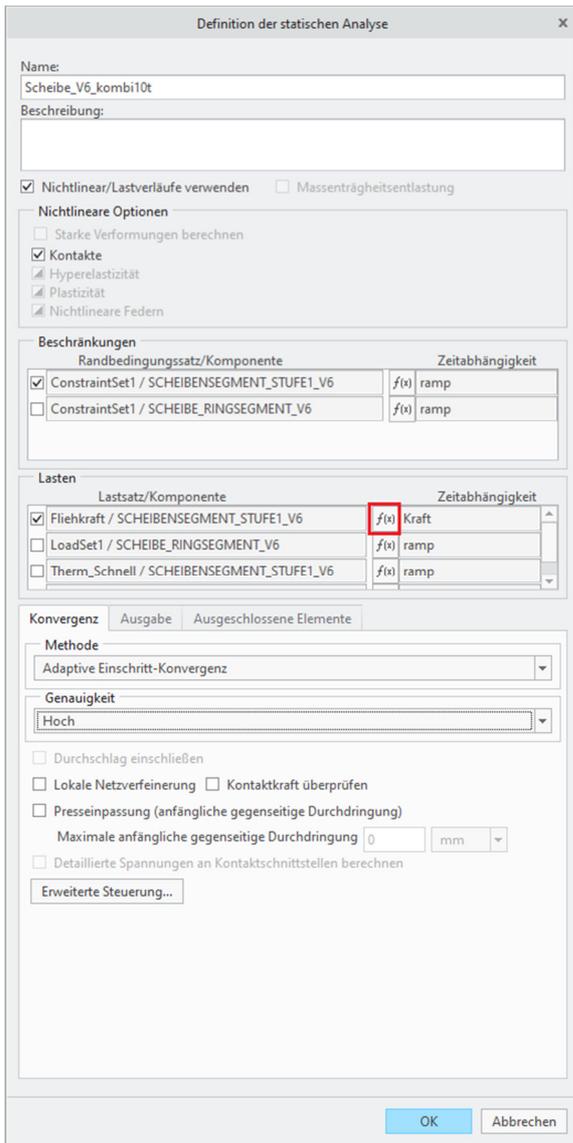


Bild 5-37 strukturmechanische Analyse

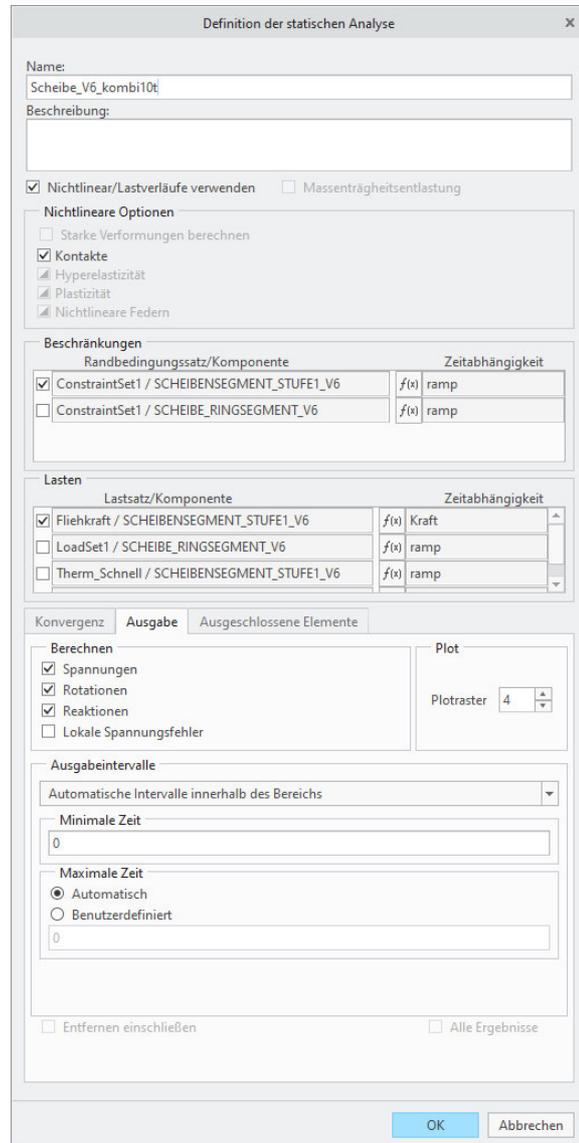


Bild 5-38 strukturmechanische Analyse, Ausgabe

Die Lastsätze wurden für die Berechnung gestuft aufgebracht. Dadurch wird dem Programm die Konvergenzsuche in der Regel erleichtert. Der eigentliche Vorteil liegt allerdings in der Ergebnisauswertung, da man für jeden Zeitschritt die Messgrößen bestimmen kann und so Rückschlüsse möglich sind. Die Funktion der Lastaufbringung lässt sich unter dem $f(x)$ Symbol definieren. Anschließend können die Laststeigerungen in tabellarischer Form, welche bereits aus der Temperaturabhängigkeit der Werkstoffkennwerte bekannt ist (5.3 Material festlegen), angegeben werden. Die Eingabe wird für die Fliehkraft dargestellt (Bild 5-39, Bild 5-40).

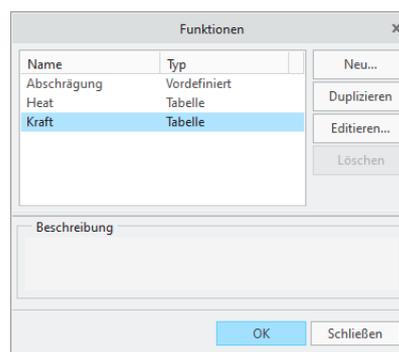


Bild 5-39 Lastsatzfunktionen

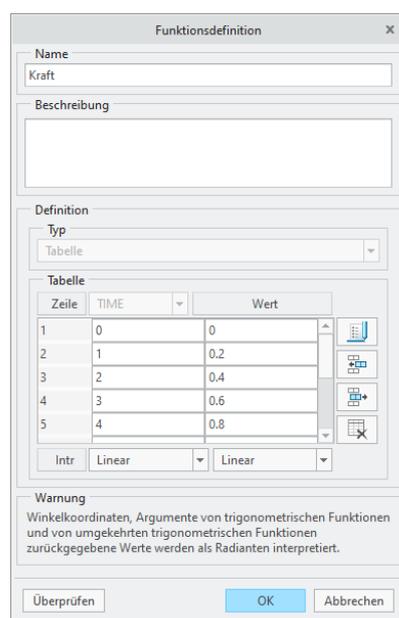


Bild 5-40 Funktion der Fliehkraft

Für die Schaufelfußberechnung wurde für Fliehkraft und Temperaturlast ein Anstieg von null auf dem Sollwert in fünf Zeitschritten angewandt. Die Temperaturlast wird erst nach Erreichen der definierten Fliehkraftbelastung aufgebracht.

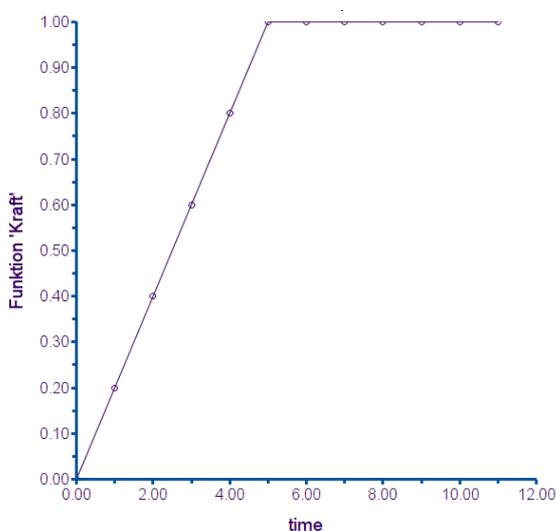


Bild 5-41 Fliehkraftverlauf

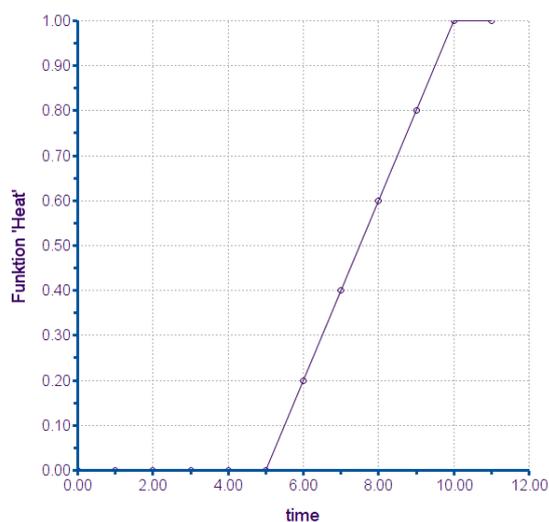


Bild 5-42 Temperaturlastverlauf

5.8 Ergebnisse

5.8.1 Temperaturverteilung

Die Temperaturverteilung der Komponenten ist die Basis für die thermische Belastung. Bild 5-43 stellt die Temperatur [°C] dar.

Die Temperaturverläufe sind in der dargestellten Form plausibel. Durch den angenommenen Temperaturunterschied (5.5.2 Temperaturlast) werden sich bei der strukturmechanischen Analyse hohe thermische Spannungen an der Radscheibe zeigen. Bei den Schaufeln hingegen ist durch die nahezu homogene Temperatur keine relevante thermische Spannung zu erwarten.

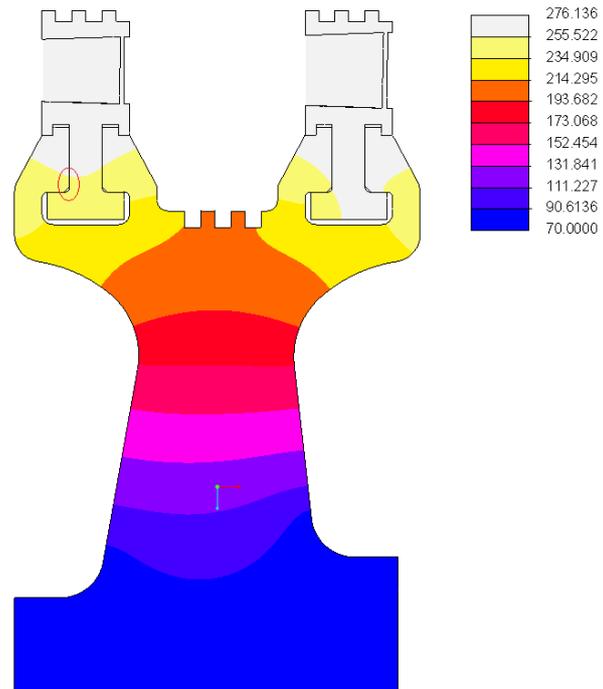


Bild 5-43 Temperaturverteilung [°C]

Unter 5.2.2

Thermische Schnittstellen wurde auf die Wahl des Wertes für den Wärmeübertragungskoeffizienten eingegangen. Bild 5-44 zeigt den Temperaturverlauf an der Schnittstelle (Bild 5-44, rot umkreist). Der Sprung fällt dabei auch in der Detailansicht marginal aus. Dies lässt als Rückschluss zu, dass der Wärmeübertragungskoeffizient ausreichend groß gewählt wurde.

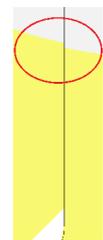


Bild 5-44
thermische
Schnittstelle

5.8.2 Verschiebungen

Die Verschiebungen des Systems im Betrieb sind von großem Interesse, da das Anstreifen der Schaufeln am Gehäuse eine häufige Schadensursache ist. Somit können diese Ergebnisse für präventive Maßnahmen genutzt werden.

Zunächst wird die radiale Verschiebung [mm] anhand eines verformten Modells (Skalierung 15%) abgebildet. Die Skalierung von **Creo Simulate** wird im Folgenden kurz beschrieben:

„Verwenden Sie einen Skalierfaktor von 1, um die tatsächliche Verformung anzuzeigen, oder einen Faktor von 10 %, um eine übertriebene Verformung zu erhalten.“

Beispiel: Das Modell hat eine Größe von 10 cm und die berechnete maximale Verschiebung für die Analyse ist 0,05 cm. Wenn Sie einen Skalierungsfaktor von 3 % eingeben, zeigt Creo Simulate ein verformtes Modell mit einer maximalen Verschiebung von $10 \text{ cm} * 0,03$ (d.h. 3 %) = 0,3 cm an. Wenn Sie einen Skalierungsfaktor von 3, eingeben, zeigt Creo Simulate ein verformtes Modell mit einer maximalen Verschiebung von $0,05 \text{ cm} * 3 = 0,15 \text{ cm}$ an.“ [2]

Bild 5-45 zeigt die Verschiebung, welche durch die Temperatur des Bauteils entsteht. In Bild 5-46 sind die Verschiebungen infolge der Temperatur mit jener der Fliehkraft kombiniert.

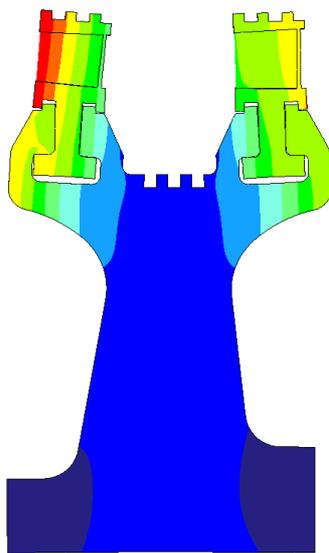


Bild 5-45 radiale Verschiebung [mm] infolge Fliehkraft - Skalierung 15%

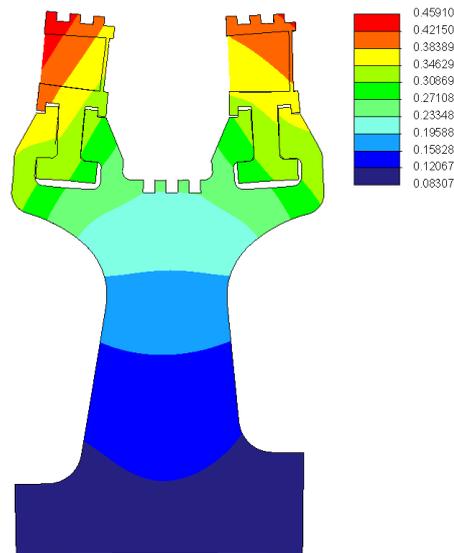


Bild 5-46 radiale Verschiebung [mm] infolge Temperatur und Fliehkraft - Skalierung 15%

Das Aufkippen der beiden Laufschaufeln lässt sich im Bild 5-46 durch die auskragende fliehkraftbelastete Position der Laufschaufeln an der Radscheibe erklären. Gleiches verformtes Bild zeigt sich jedoch bei der temperaturabhängigen Verformung. Mit Hinblick auf die Temperaturverteilung (Bild 5-43) ist zu erkennen, dass der Bereich der Schaufelverbindungen deutlicher wärmer ist und sich somit stärker ausdehnt. Um dem Verlauf um den kühleren zentralen Teil der Radscheibe gerecht zu werden, entsteht dieses Aufkippen.

Neben der radialen Verschiebung ist auch die axiale Verschiebung [mm] in Bezug auf die Gehäuseabstände nicht unerheblich. Die Nulllage befindet sich in der Radscheibenmitte (Bild 5-47, Bild 5-48).

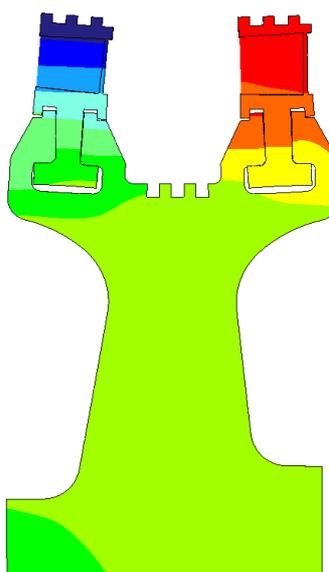


Bild 5-47 axiale Verschiebung [mm] infolge Fliehkraft - Skalierung 15%

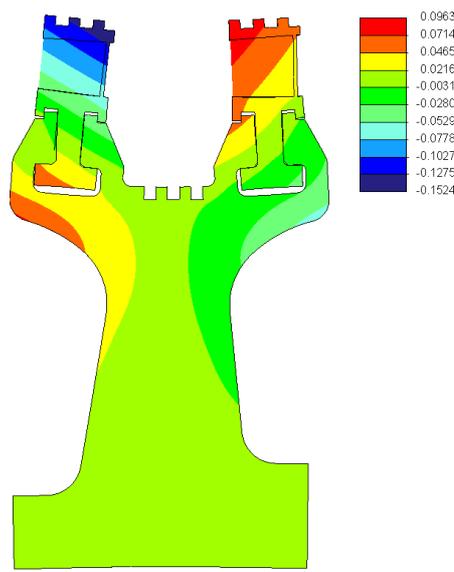


Bild 5-48 axiale Verschiebung [mm] infolge Temperatur und Fliehkraft - Skalierung 15%

Durch die axiale Verschiebung lassen sich die Rückschlüsse, welche aus der radialen Verschiebung gezogen wurden, untermauern.

5.8.3 Mises-Vergleichsspannung

Die Mises-Vergleichsspannung [MPa] wird wie bei der Verformung als Spannung infolge des Temperatureinflusses und als Spannung infolge der Fliehkraft dargestellt.

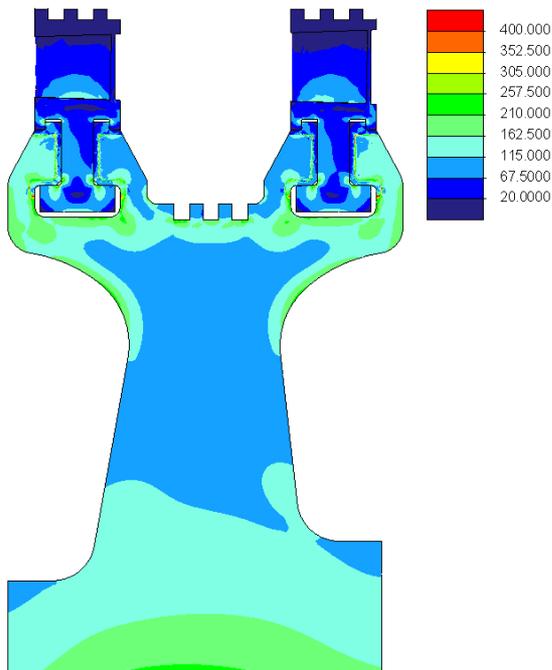


Bild 5-49 Spannung [MPa] infolge Temperatur

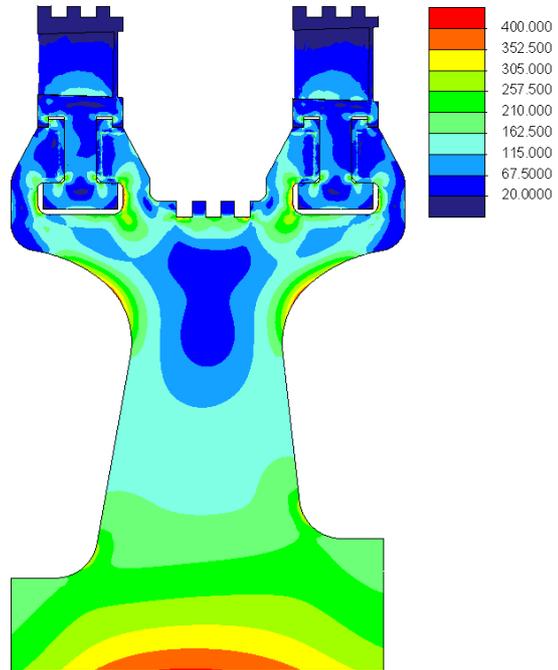


Bild 5-50 Spannung [MPa] infolge Temperatur und Fliehkraft

Bei den Vergleichsspannungen zeigt sich mit Hinblick auf die Verschiebungen ein erwartetes Ergebnis. In Bild 5-50 ist im mittleren oberen Bereich der Radscheibe eine geringere Spannung als in Bild 5-49 erkennbar. Durch das Aufklappen der Laufschaufelträger entsteht im oberen Bereich der Radscheibenmitte eine Biegedruckspannung, wohingegen im unteren eine Biegezugspannung entsteht. Die anliegende Zugspannung der Fliehkraft addiert sich somit im unteren Bereich mit der Biegezugspannung (Bild 5-51, Bild 5-52).

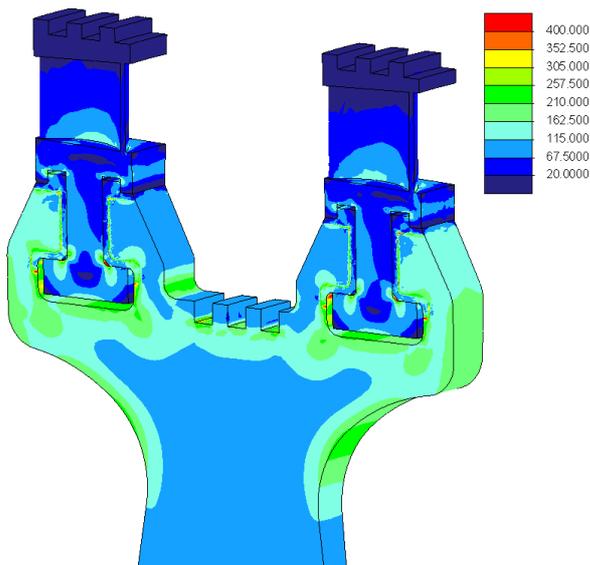


Bild 5-51 Spannung [MPa] infolge Fliehkraft

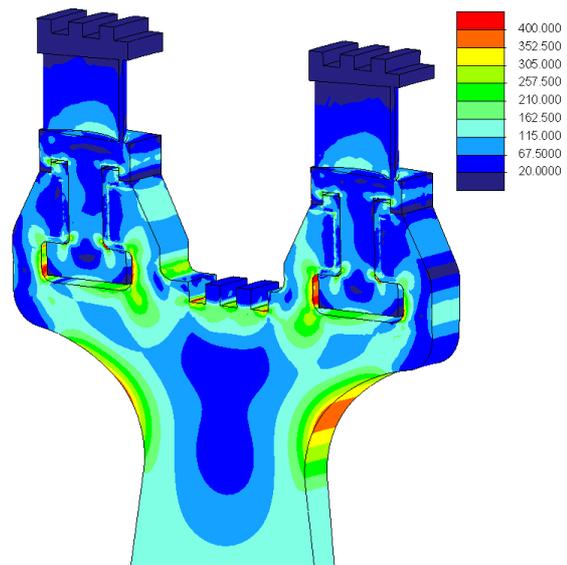


Bild 5-52 Spannung [MPa] infolge Temperatur und Fliehkraft

5.8.4 Kontaktdruck

Der Kontaktdruck [MPa] zwischen den Schaufeln 1 & 2 (5 Berechnung der Schaufelfußverbindung, Bild 5-1) und der Radscheibe wird an den definierten Kontaktschnittstellen gezeigt.

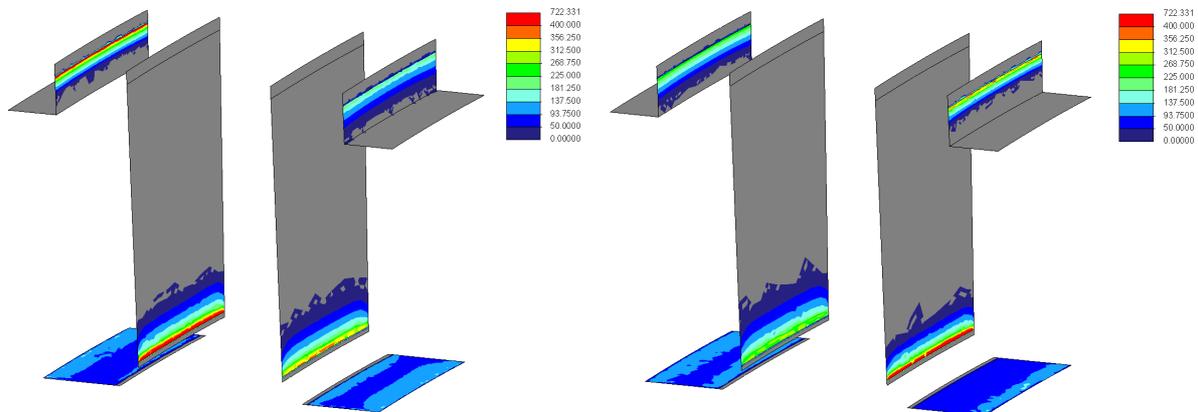


Bild 5-53 Kontaktdruck [MPa] Schaufel 1

Bild 5-54 Kontaktdruck [MPa] Schaufel 2

An den Ergebnissen des Kontaktdruckes lässt sich neben den erwarteten Werten am Schaufelfuß auch sehr gut die Druckverteilung an der Umklammerung der Schaufel erkennen. Die Umklammerung hat die Aufgabe, das Öffnen der beiden Seiten entlang der Schaufel zu verhindern. Hierbei ist festzustellen, dass die Kontaktdruckwerte dabei eine ähnliche Größe wie am Schaufelfuß aufweisen.

5.9 Validierung der Ergebnisse

Unter Validierung versteht man die Gültigkeit von Werten zu prüfen. Die Überprüfung der Messergebnisse erfolgt mittels stark vereinfachter, aber vergleichbarer Anwendungsfälle. Dazu wird Folgendes berechnet:

- Spannung im Schaufelfuß
- Flächenpressung am Schaufelfuß
- Spannungsverlauf an einer rotierenden Scheibe bzw. Kreisringscheibe

Als Vergleichswert der analytischen Ergebnisse werden Messgrößen an den gewünschten Stellen verwendet.

5.9.1 Spannung im Schaufelfuß

Die Spannung im Schaufelfuß wird als eine zusammengesetzte Beanspruchung aus Zug und Biegung infolge der Fliehkraft angesehen. Die Zugspannung wird mittels Gleichung [5.1] beschrieben.

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A_F} \quad \text{Gl. 5.1}$$

Die Fliehkraft F_z wird dabei wie folgt berechnet:

$$F_z = m_s * r_s * \omega^2 \quad \text{Gl. 5.2}$$

Wobei:

- Schaufelmasse m_s aus **Creo Parametric** gemessen, $m_s = 22,8 \text{ g}$
- Abstand vom Drehpunkt zum Schwerpunkt $r_s \approx z$ – Koordinate aus Tabelle 5-1 für „Gerade Schaufel“
- Winkelgeschwindigkeit der Radscheibe ω (Kap 3)

Die Biegespannung wird mit der Gleichung [5.3] beschrieben und entsteht aufgrund der exzentrischen Lage des Schwerpunkts.

$$\sigma_B = \frac{M_b}{W_F} \quad \text{Gl. 5.3}$$

Das Biegemoment wird durch Gleichung [5.4] beschrieben.

$$M_B = F_Z * a \quad \text{Gl. 5.4}$$

Das Ersatzmodell für die Biegespannung wird als Balken mit einer einseitigen Einspannung angesehen (Bild 5-56). Am Ende des Balkens befindet sich ein Hebel, durch den ein Biegemoment eingeleitet wird. Dieses ist über die gesamte Balkenlänge konstant, womit die Position der Einspannung bzw. die Balkenlänge keinen Einfluss auf das Ergebnis hat. Die Länge des Hebels entspricht dem Abstand $a = 0,353 \text{ mm}$ des Schwerpunktes von der Symmetrielinie der Schaufel (Bild 5-55).

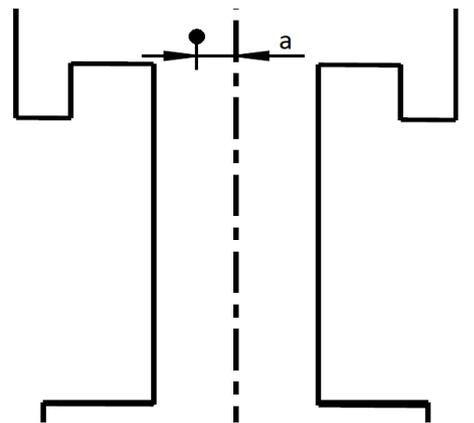


Bild 5-55 Schaufelfuß, Schwerpunkt

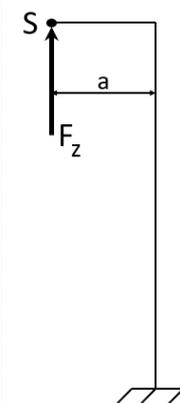


Bild 5-56 Ersatzmodell für Biegespannung

Die Querschnittsfläche A_F wird direkt am Übergang vom Hammerkopf zur Schaufel angenommen. A_F nimmt marginal über den Radius zu (Bild 5-57).

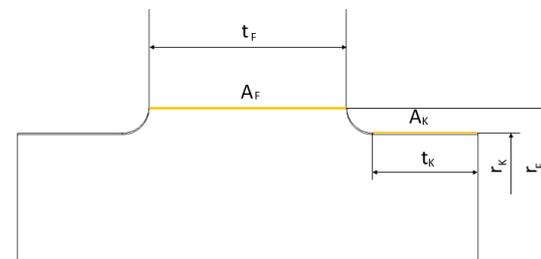


Bild 5-57 Schaufelfuß, Querschnittsflächen

$$A_F = t * r * \alpha \quad \text{Gl. 5.5}$$

W_S ist das Widerstandsmoment und kann wie folgt berechnet werden:

$$W_F = \frac{t^2 * r * \alpha}{6} \quad \text{Gl. 5.6}$$

Eingesetzt in Gleichung [5.1] ergibt sich eine Zugspannung von $\sigma_z = 96,8 \text{ MPa}$. Die Biegespannung beträgt nach Gleichung [5.3] $\sigma_B = 34 \text{ MPa}$. Die resultierende Zugspannung an der linken Kante ist somit $\sigma_{KL} = 130,8 \text{ MPa}$ und an der rechten Kante $\sigma_{KR} = 62,8 \text{ MPa}$.

Für die Validierung wurden an zwei Stellen des Schaufelfußes Messpunkte im Abstand von $0,5 \text{ mm}$ angebracht (F Erstellen von Messgrößen).

Die Position unterscheidet sich hinsichtlich des Abstandes vom Rotationszentrum der Schaufel. Die erste Messpunktreihe befindet sich an der Übergangsstelle der Radien. Die zweite Messpunktreihe ist 0,7 mm darüber angeordnet (Bild 5-58).



Bild 5-58 Schaufelfußspannung [MPa]

In Bild 5-59 sind die Verläufe der Schaufelfußspannung für die zwei Messpunktreihen (Bild 5-58) dargestellt. Die Abszisse beschreibt dabei die Breite des Schaufelfußes. Der Nullpunkt liegt an der linken Kante (Bild 5-58). Für die Messreihe R143,3 ist ein deutlicher Anstieg der Spannung im Randbereich erkennbar.

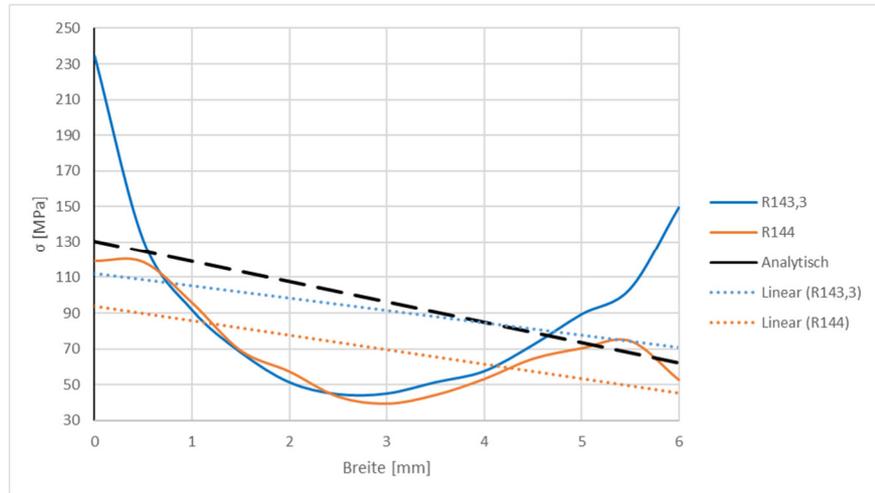


Bild 5-59 Verlauf Schaufelfußspannung

Diese ist auf den Übergang in den Hammerfuß mit der daraus folgenden Kerbwirkung zurückzuführen. Bei beiden Messreihen ist der Einfluss der Biegespannung daran zu erkennen, dass das linke Maximum deutlich größer als das rechte Maximum ist. Die linearisierte Messreihe R144 sollte dem analytischen Verlauf ähnlicher sein als die Messreihe 143,3. Anhand der verformten Darstellung (Bild 5-46) kann angenommen werden, dass ein Teil des Kraftflusses über die Verklammerung in die Radscheibe übergeht, wodurch die deutliche Differenz der Messreihe R144 zum analytischen Verlauf erklärt wäre.

5.9.2 Flächenpressung am Schaufelfuß

Die Flächenpressung am Schaufelfuß wird wie folgt berechnet:

$$p = \frac{F_Z}{2 * A_K} \quad \text{Gl. 5.6}$$

Dabei ist die Fliehkraft F_Z bereits aus 5.9.1 Spannung im Schaufelfuß bekannt. Die Kontaktfläche A_K wird wie folgt errechnet (Bild 5-57):

$$A_K = t * r * \alpha \quad \text{Gl. 5.7}$$

Eingesetzt in Gleichung [5.6] ergibt sich eine Flächenpressung von $p = 96,8 \text{ MPa}$.

Für die Validierung wird eine Messgröße erstellt, welche den mittleren Kontaktdruck an der linken (LS) und der rechten Schnittstelle (RS) ermittelt (Bild 5-60 sowie 0 Erstellen von Messgrößen).

Die Orientierung der Darstellungen Bild 5-57, Bild 5-58 und Bild 5-60 sind identisch.

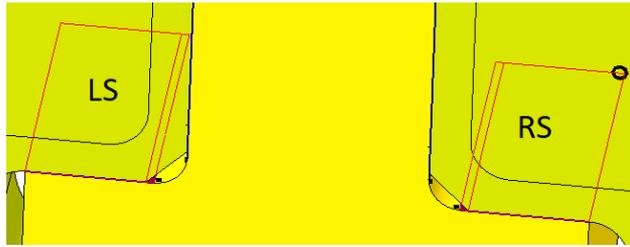


Bild 5-60 Schnittstelle, LS & RS

Das Simulationsergebnis der beiden mittleren Kontaktdrücke lautet $p_{LS} = 98,8 \text{ MPa}$ und $p_{RS} = 91,1 \text{ MPa}$. Dies ergibt ein arithmetisches Mittel von $p_{sim} = 94,6 \text{ MPa}$. Die Abweichung zum analytischen Wert ist damit 2,3%.

5.9.3 Spannungsverlauf an einer rotierenden Scheibe bzw. Kreisringscheibe

Für die Spannung an einem rotierenden Scheibensegment wird ein infinitesimales Element daraus betrachtet (Bild 5-61) [12].

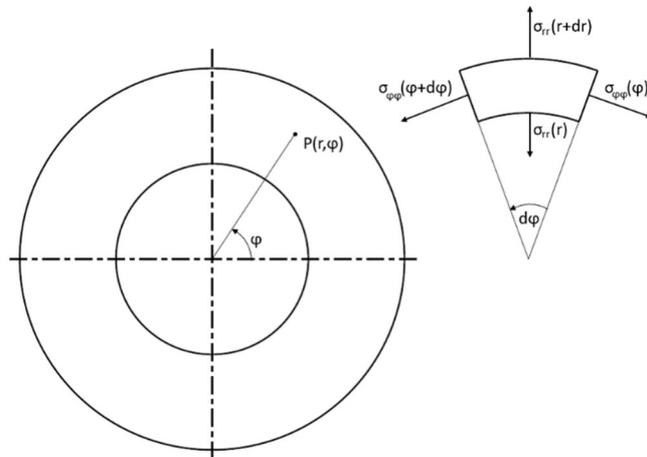


Bild 5-61 rotierendes Scheibensegment

Daraus folgt für die Kreisringscheibe mit ebenem Spannungszustand ESZ ($\sigma_{zz}=0$) [12]:

$$\sigma_{rr} = \frac{\rho * \omega^2}{8} * (3 + \nu) * (r_a^2 + r_i^2 - r^2 - \frac{r_a^2 * r_i^2}{r^2}) \quad \text{Gl. 5.8}$$

$$\sigma_{\varphi\varphi} = \frac{\rho * \omega^2}{8} * \left[(3 + \nu) * (r_a^2 + r_i^2) - (1 + 3\nu)r^2 + (3 + \nu) \frac{r_a^2 * r_i^2}{r^2} \right] \quad \text{Gl. 5.9}$$

Für die Anwendung auf eine Kreisscheibe sind alle Terme, welche r_i enthalten, zu kürzen ($r_i = 0$) [12].

$$\sigma_{rr} = \frac{\rho * \omega^2}{8} * (3 + \nu) * (r_a^2 - r^2) \quad \text{Gl. 5.10}$$

$$\sigma_{\varphi\varphi} = \frac{\rho * \omega^2}{8} * [(3 + \nu) * r_a^2 - (1 + 3\nu)r^2] \quad \text{Gl. 5.11}$$

Für die Betrachtung wird die Mises-Vergleichsspannung angewandt. Diese lautet:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{rr}^2 + \sigma_{\varphi\varphi}^2 - \sigma_{rr} * \sigma_{\varphi\varphi}} \quad \text{Gl. 5.12}$$

Mit dieser Gleichung konnte die Vergleichsspannung als Funktion des Radius für eine homogene Scheibe dargestellt werden. Dieser Verlauf wurde mit drei anderen Ergebnissen aus den Simulationen verglichen. Dabei wurde jeweils eine Reihe von Messpunkten an der Scheibe erstellt (F Erstellen von Messgrößen).

- Rotierende Radscheibe
- Rotierende Radscheibe mit Temperatureinfluss (dieselbe Verteilung wie 5.5.2 Temperaturlast)
- Betrachtetes System aus Radscheibe und Laufschaufeln

Bei der rotierenden Radscheibe ist der Verlauf mit der analytischen Lösung nahezu ident. Am äußeren Rand nimmt die Spannung aufgrund der sich dort befindenden Kerben zu. Bei den Simulationsergebnissen unter Temperatureinfluss fällt der große Anfangswert auf.

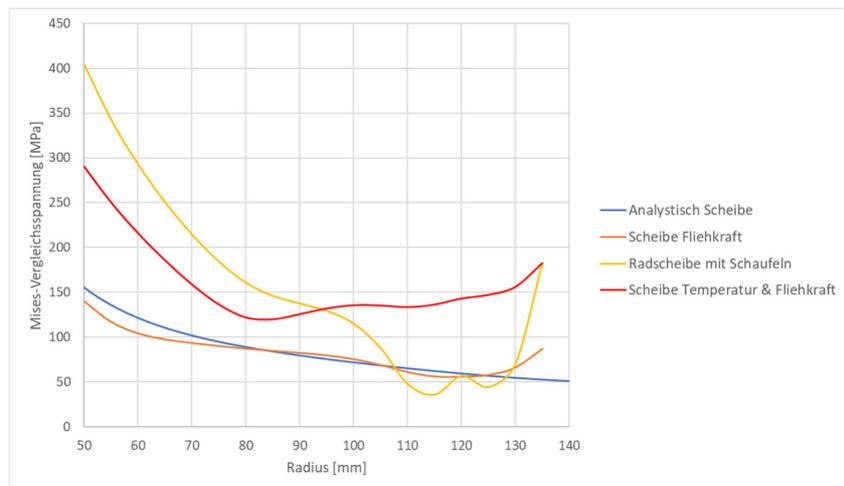


Bild 5-62 Mises-Vergleichsspannung über Radius

Das betrachtete Modell mit Schaufel hat im oberen Bereich den unter 5.8.3 Mises-Vergleichsspannung beschriebenen Abfall der Spannung.

5.9.4 Kontaktkraft am Schaufelfuß

Die Kontaktkraft am Schaufelfuß lässt sich durch eine erzeugte Messgröße ausgeben (F Erstellen von Messgrößen). Die Messgrößen sind für beide Kontaktfläche extra definiert und ergeben in Summe $F_k = 4315 \text{ N}$.

Die berechnete Kontaktkraft entspricht dem Wert der Fliehkraft (Gleichung [5.2]) $F_z = 4334 \text{ N}$. Somit beträgt die Abweichung ausgehend von der Gleichung [5.2] 0,44%.

6 Gehäuseberechnung

In diesem Kapitel wird die Gehäuseberechnung behandelt (3.4 Aufstellung der Maschine). Die Baugruppe für die Simulation besteht aus den beiden Gehäusehälften (2 & 3, Bild 6-1), dem Einströmkasten (1, Bild 6-1) und den Lagerböcken (4, Bild 6-1). Hauptaugenmerk liegt dabei auf den Kontaktflächen der Gehäusehälften und der Kontaktfläche des Einströmkastens.

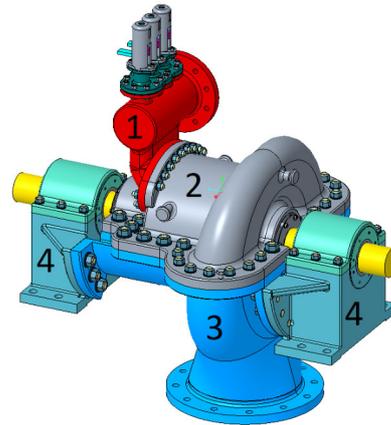


Bild 6-1 Dampfturbine

6.1 Modellvorbereitung

Die Gehäuseberechnung besteht ausschließlich aus Gussbauteilen. Die Gussbauteile selbst bestehen kaum aus planen Flächen, sondern hauptsächlich aus krummen Flächen und Rundungen. Dies macht die Netzerstellung sehr komplex und damit aufwändig. Deshalb wurden sämtliche Gehäuseteile so weit vereinfacht, dass nur noch die Hauptfunktion gegeben war. An den Gehäusehälften wurden an der Außenseite Rundungen, Fasen, Montageeinrichtungen, Dampfentnahmestellen und Löcher entfernt. An der Innenseite wurde die Geometrie für Leitschaufelträger und Dichtungen ebenfalls stark simplifiziert (Bild 6-2, Bild 6-3, Bild 6-4, Bild 6-5).

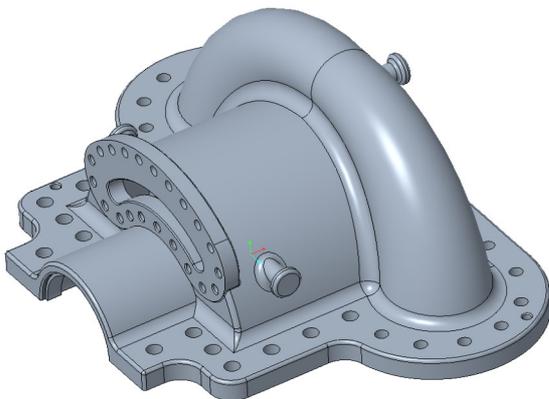


Bild 6-2 Gehäuseoberteil vor Simplifizierung

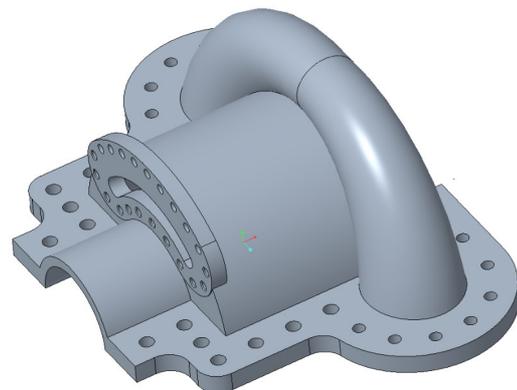


Bild 6-3 Gehäuseoberteil nach Simplifizierung

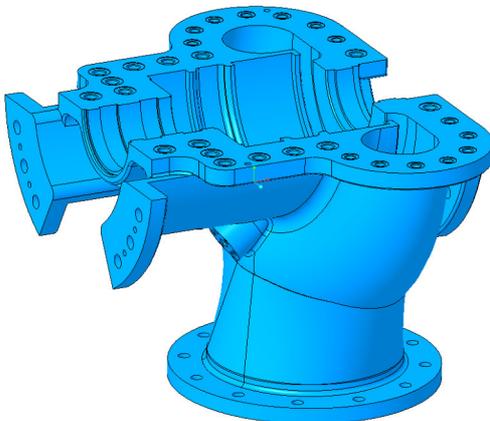


Bild 6-4 Gehäuseunterteil vor Simplifizierung

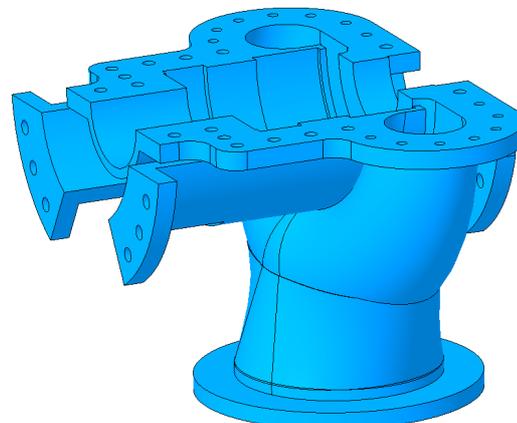


Bild 6-5 Gehäuseunterteil nach Simplifizierung

Der Einströmkasten wurde ebenfalls auf das Notwendigste vereinfacht. Trotz der Vereinfachungen bleibt der Einströmkasten aufgrund seiner geometrisch komplexen Zuläufe anspruchsvoll bezüglich der Vernetzung (Bild 6-6, Bild 6-7).

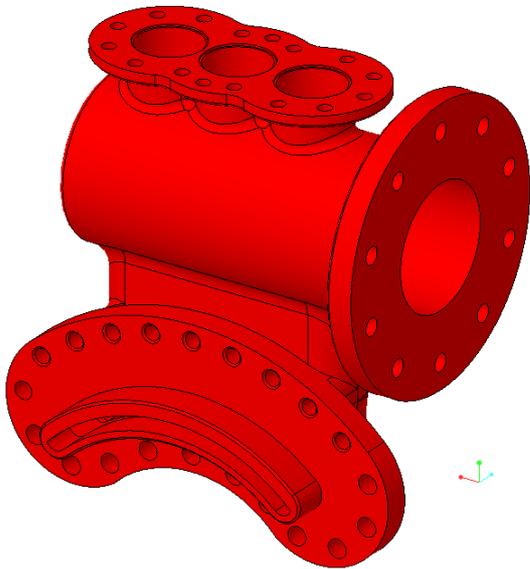


Bild 6-6 Einströmkasten vor Simplifizierung

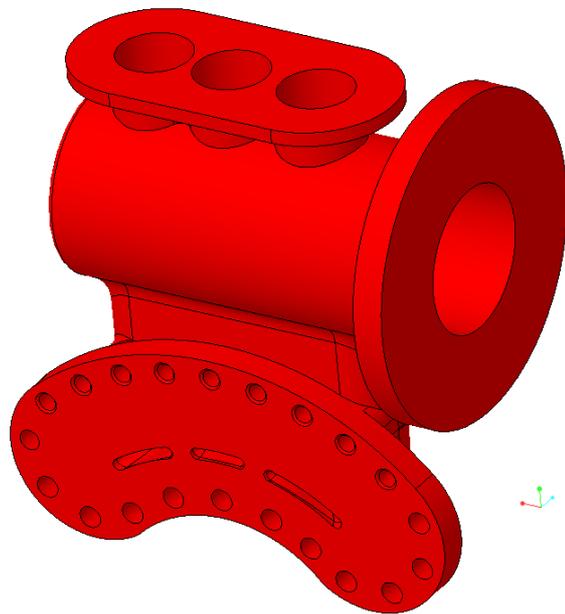


Bild 6-7 Einströmkasten nach Simplifizierung

Am radikalsten wurden die Lagerböcke vereinfacht, da diese ohnehin nur für die Lagerung bzw. Führung des Gehäuses in der Simulation im Modell vorhanden sind. Der Lagerbock besteht grundsätzlich aus zwei Teilen, dem Sockel und dem Deckel. Da jedes zusätzliche Bauteil eine weitere rechenaufwändige Schnittstelle erfordert, wurde der Lagerdeckel weggelassen. Dieser verändert allerdings die Steifigkeit des Sockels, weshalb am Sockel eine Nachbildung des Deckels modelliert wurde (Bild 6-8, Bild 6-9).

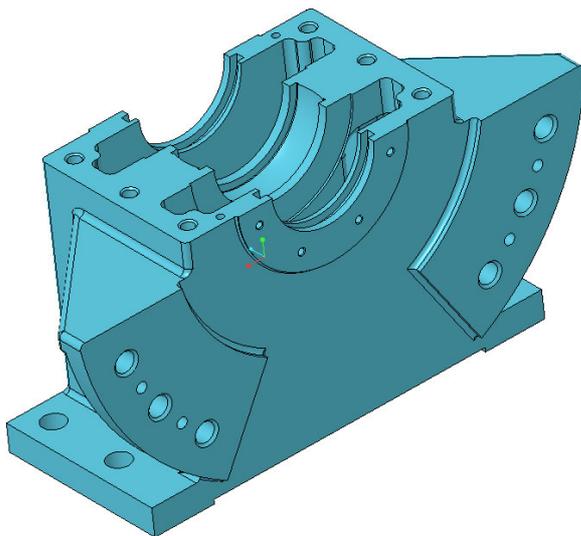


Bild 6-8 Lagerbock vor Simplifizierung

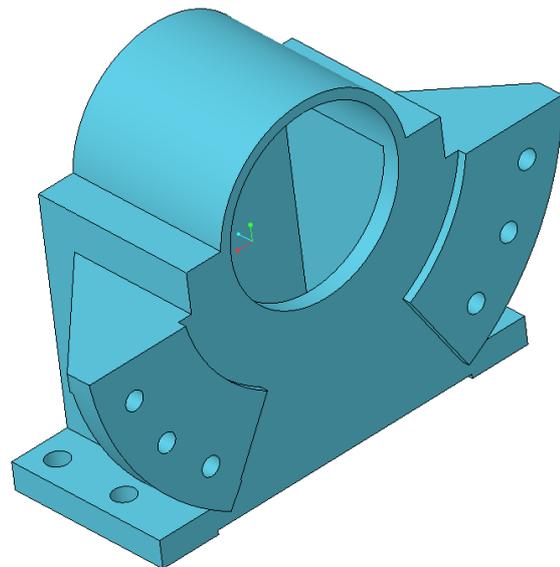


Bild 6-9 Lagerbock nach Simplifizierung

Die Fassung für das Lager selbst wurde gänzlich entfernt. Durch die Freistellung (rot umkreister Bereich, Bild 6-10) ist die Steifigkeitsverminderung für die Gehäuseanschlussstellen als gering einzustufen und zieht daher keine Ersatzmodellierung wie bei dem Lagerdeckel nach sich.

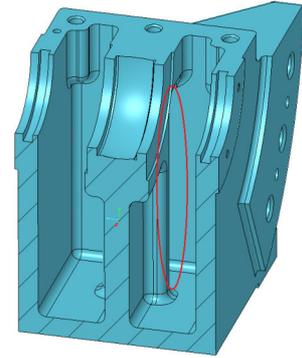


Bild 6-10 Lagerbock

6.2 Modell einrichten

Die Gehäuseberechnung ist wie die Schaufelfußverbindung ein Kontaktproblem. Wie bei der Schaufelfußverbindung ergaben sich vereinzelt Probleme für **Creo Simulate** mit der Paarung der Bauteile an den Kontakten.

Durch Volumenbereiche an diesen Flächen wurde eine Stabilisierung des Programmes beobachtet und deshalb eingeführt. Der Volumenbereich wird exemplarisch für die obere Gehäusehälfte dargestellt (Bild 6-11)

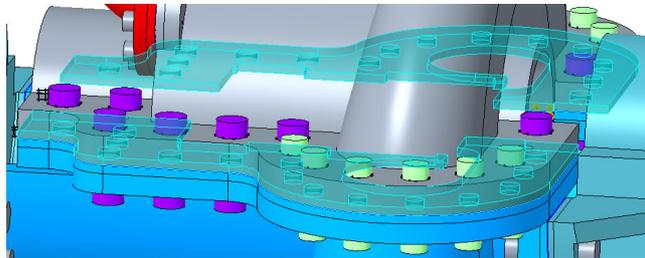


Bild 6-11 Volumenbereich, obere Gehäusehälfte

6.2.1 Strukturmechanische Schnittstellen

Für die Trennflächen zwischen den Gehäuseteilen wurden Schnittstellen vom Typ **Kontakt** definiert (5.2.1 Strukturmechanische Schnittstellen). Des Weiteren sind sämtliche Schnittstellen reibungsfrei, da davon auszugehen ist, dass sich die Teile nicht relativ zueinander bewegen, sondern voneinander abheben. Somit ist der Reibungseinfluss als äußerst gering einzustufen.

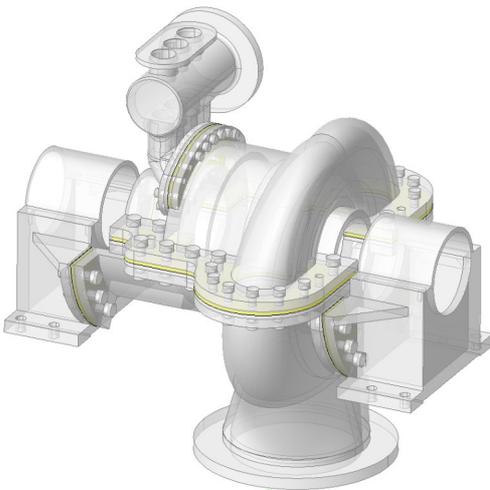


Bild 6-12 Kontaktschnittstelle

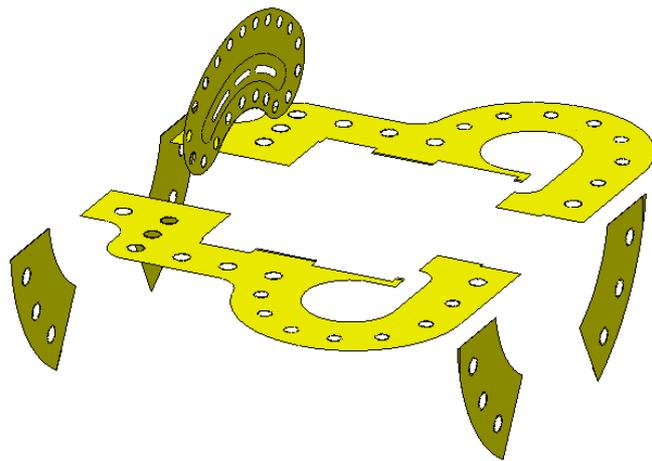


Bild 6-13 Kontaktschnittstelle isoliert

6.2.2 Thermische Schnittstelle

Die Gründe für die Wahl der thermischen Schnittstelle **thermischer Widerstand** sind ident zur Schaufelfußberechnung (5.2.2 Thermische Schnittstellen). Alle Flächen vom strukturmechanischen Typ **Kontakt** wurden als thermische Schnittstelle Typ **thermischer Widerstand** definiert.

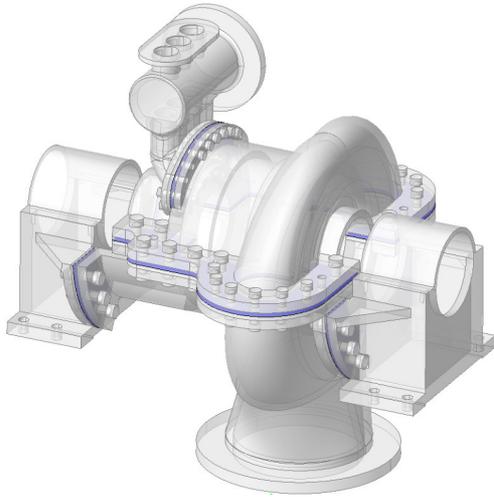


Bild 6-14 Schnittstelle thermischer Widerstand

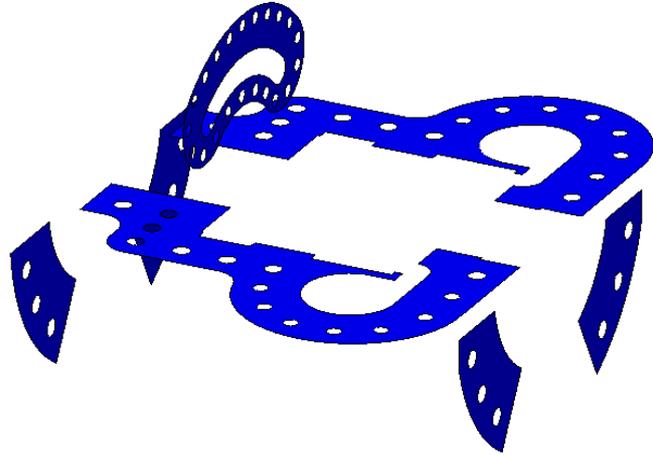


Bild 6-15 Schnittstelle thermischer Widerstand isoliert

6.3 Ersatzmodellierung der Schraubverbindung

Sämtliche Gehäusebauteile sind durch Schrauben miteinander verbunden. Dabei gibt es beim Einströmkasten primär Sacklochverbindungen und bei den Gehäuseteilen ausschließlich Durchsteckverbindungen. Die Auswirkungen der Schraubverbindung auf den Kontaktdruck in der Trennfläche sind entscheidend für die Funktionsfähigkeit der Baugruppe. Deshalb ist eine korrekte Abbildung erstrebenswert. Für diese Fälle bietet **Creo Simulate** die Funktion **Verbindungselement**. Hierbei können schraubenspezifische Kennwerte wie Vorspannkraft und Wirkdurchmesser eingestellt werden, wodurch eine realistische Abbildung zustande kommt. Dieses Verbindungselement ist allerdings nicht mit der **MEC/T – Temperaturlast** kompatibel. Die **MEC/T – Temperaturlast** wiederum ist unabdingbar für eine akkurate Berechnung der strukturmechanischen Belastungen infolge eines Temperaturverlaufes (5.5.3 MEC/T – Temperaturlast). Aus diesen Gründen musste eine Ersatzmodellierung der Schraubverbindungen stattfinden.

Unter E Ersatzmodellierung einer Schraubverbindung anhand einer Konsole wird die Vorgehensweise für zwei verschiedenen Ersatzmodellierungen sowohl an einem Durchgangsloch als auch an einem Sackloch dargestellt.

- Ersatzmodellierung I: starre Verbindung der Bohrungsmantelflächen mit Aufbringung der Vorspannkraft auf dem Gehäuse durch eine Fläche, welche den Schraubenkopf repräsentieren soll.
- Ersatzmodellierung II: Einsatz einer stark vereinfachten Schraubennachbildung, an der mit Hilfe eines Volumenbereiches eine Vorspannkraft eingeleitet wird.

Die Simulationen unter der Verwendung der Ersatzmodellierung I verliefen ohne Einschränkungen. Bei der Ersatzmodellierung II traten Probleme auf, welche anhand des einfachen Versuchsobjektes einer Konsole (E Ersatzmodellierung einer Schraubverbindung anhand einer Konsole), nicht beobachtet werden konnten. Daher musste das Modell für eine erfolgreiche Simulation zusätzlich, wie nachstehend beschrieben, adaptiert werden.

6.3.1 Modelländerungen aufgrund Ersatzmodellierung II

Wie unter 6.3 Ersatzmodellierung der Schraubverbindung beschrieben, wird für die Berechnung des Gehäuses die **MEC/T-Temperaturlast** verwendet. Hierfür wird vor der strukturmechanischen Analyse eine thermische Analyse durchgeführt. Die ermittelte Temperaturverteilung ist Basis für die **MEC/T-Temperaturlast**. Für **Creo Simulate** ist dabei entscheidend, dass für beide Analysen dasselbe Rechennetz verwendet wird. Die Fehlermeldungen ließen sich alle diesem Punkt zuordnen. Bei einer derartigen Störung sollte man das Modell Stück für Stück aufbauen, um das Problem zu lokalisieren. Im Zuge dessen, konnten Probleme mit dem Einströmkasten und der Lagerböcke entdeckt werden. Deshalb wurde die Kontaktschnittstellen an den genannten Bauteilen durch Haftschnittstellen ersetzt (Bild 6-16, Bild 6-17). Dies führte zu einer positiven Veränderung und die Simulation kann durchgeführt werden.

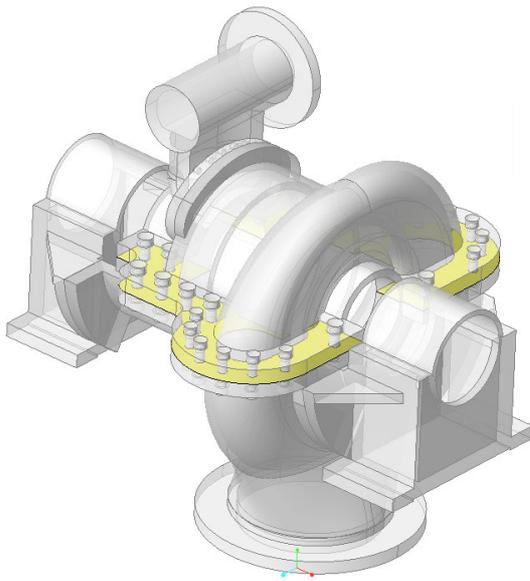


Bild 6-16 Kontaktschnittstelle, Ersatzmodellierung II

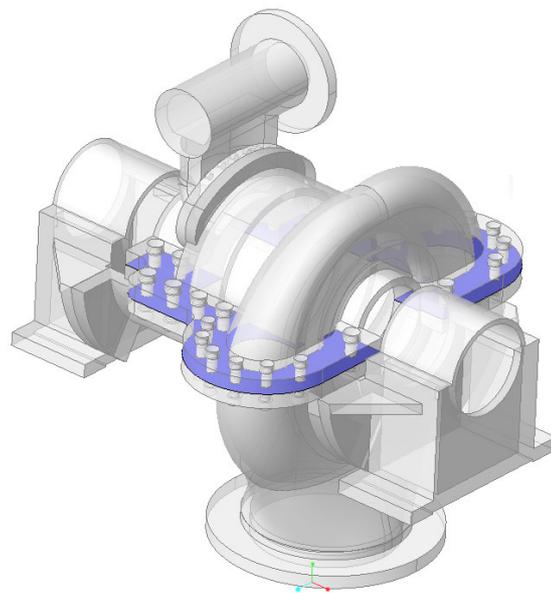


Bild 6-17 thermischer Widerstand, Ersatzmodellierung II

6.4 Material festlegen

In 3.3 Materialeigenschaften wurde bereits die Temperaturabhängigkeit von dem Elastizitätsmodul und der Wärmeleitfähigkeit besprochen. Für sämtliche Bauteile wurde der Werkstoff G17CrMoV5-10 (H Materialeigenschaften) temperaturabhängig definiert (5.3 Material festlegen).

6.5 Randbedingung setzen

6.5.1 Strukturmechanische Randbedingungen

Die Einbausituation von Dampfturbinen wurde in (3.4 Aufstellung der Maschine) aufgezeigt. An den Aufstandsflächen der Lagerböcke wird ein vertikales Verschieben (y-Achse) verhindert, jedoch werden die axiale Bewegung (x-Achse) und die Bewegung in die Breite (z-Achse) nicht eingeschränkt (Bild 6-18).

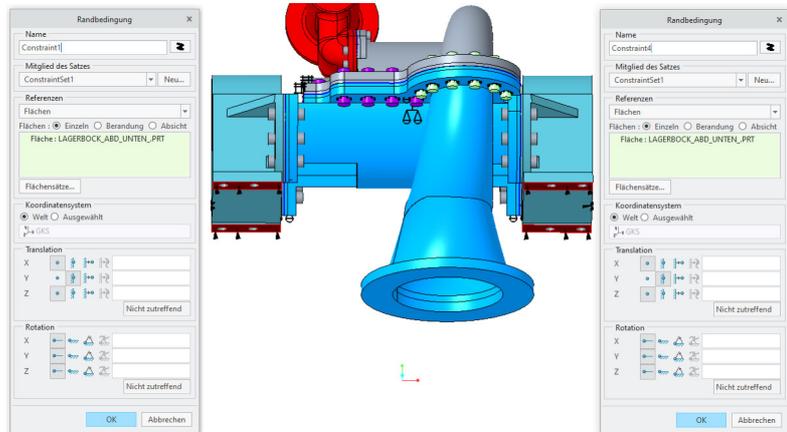


Bild 6-18 Randbedingung der Aufstandsflächen

Um der Anforderung gerecht zu werden, dass die Verschiebung der z-Achse an der Drehachse der Maschine null ist, mussten zwei Konstruktionspunkte an den Lagerböcken eingeführt werden. Am Festlager, dem rechten Lagerbock, ist für den Punkt eine Verschiebung in x – Richtung und in z – Richtung nicht möglich. Die y-Achse muss frei sein, weil der Punkt sich nicht in der Ebene der Aufstandsfläche befindet und ansonsten Verspannungen auftreten würden. Der Konstruktionspunkt am Loslager ist nur in z-Richtung fixiert, um beschriebenes Verschieben von der Drehachse aus zu realisieren.

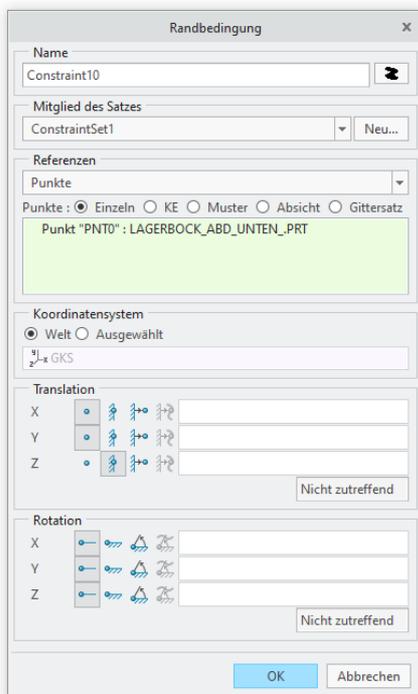


Bild 6-19 Randbedingung - Loslager

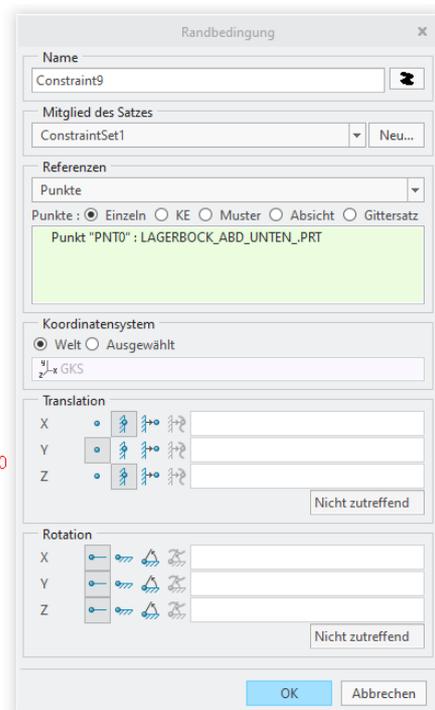


Bild 6-20 Randbedingung - Festlager

6.5.2 Thermische Randbedingung

Die thermische Randbedingung hat als Ziel, die Wärmeabgabe des Gehäuses an die Umgebung abzubilden. Für die Turbine ist dabei keine Isolierung, welche berücksichtigt werden soll, bekannt. Der Wärmetransport des Gehäuses erfolgt zum Großteil durch freie Konvektion. Nur am Einlaufkasten, aufgrund der Frischdampftemperaturen, überwiegt der Wärmetransport über die Strahlung. Dies trifft auch auf Teile des oberen Gehäuses zu. Ziel ist es allerdings nicht, eine möglichst realitätsgetreue Abbildung des Wärmeüberganges zu modellieren. Es soll lediglich die Anwendung einer Strahlungsrandbedingung gezeigt werden.

Für die Konvektion wird ein Wärmeübertragungskoeffizient von $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ gewählt.

Zusätzlich muss zur vollständigen Definition eine Umgebungstemperatur angegeben werden. Da sich die Turbine in einer Maschinenhalle befindet, muss mit mindestens 30°C Umgebungstemperatur gerechnet werden.

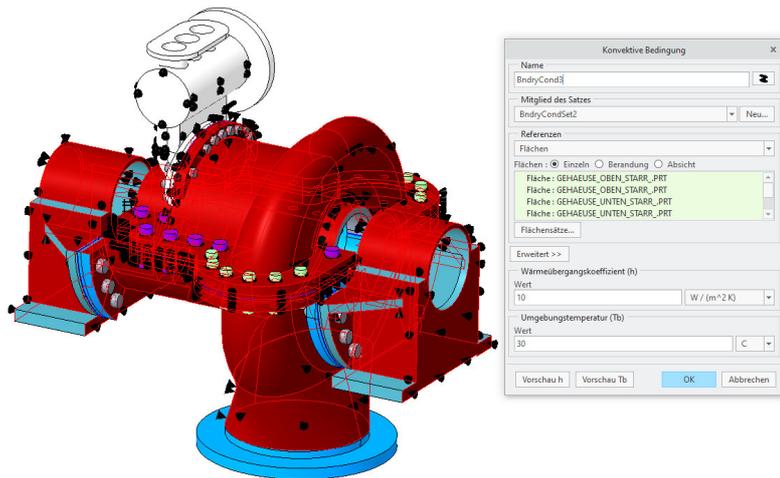


Bild 6-21 Konvektive Randbedingung

Für die Wärmestrahlung sind das Emissionsverhältnis und die Oberflächentemperatur der Strahlungspartner ausschlaggebend. Das Emissionsverhältnis wurde mit 0,8 gewählt. Die Oberflächentemperatur der Strahlungspartner bedeutet die Oberflächentemperatur der Maschinenhallenwände.

Aufgrund der Wärmeabgabe der Turbine selbst sind Maschinenhallen meist dürtig isoliert, was eine niedrige Wandtemperatur zur Folge hat. Diese wurde mit 15°C angenommen (B Thermische Gehäuserandbedingungen).

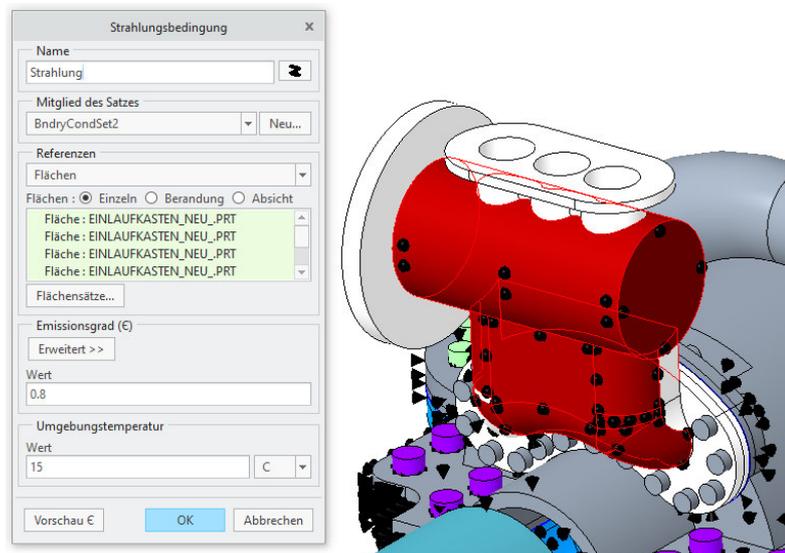


Bild 6-22 Randbedingung Strahlung

6.6 Lasten festlegen

Die Bauteile werden mechanisch durch den Druck bzw. die Vorspannkraft und thermisch infolge der Temperaturverteilung belastet. Die Größen für den absoluten Druck und die Temperatur sind unter 3.1.1 Zustandsgrößen des Dampfes angegeben.

6.6.1 Druckbelastung

Die Druckbelastung unterteilt sich auf 8 Bereiche in Bezug auf Werte und Konstanz bzw. Linearität (Tabelle 6-1).

Tabelle 6-1 Eingabe Druck

	Verlauf	Wert [bar]
Einlaufkasten	Konst.	39
Vor Stufe 1	Konst.	11
Stufe 1	Linear	11 – 9,1
Zwischenraum	Konst.	8,85
Stufe 2	Linear	1,1 – 0,66
Abdampfspirale	Konst.	0,66
Dichtung HD	Linear	11 – 0
Dichtung ND	Linear	0,66 - 0

Die Werte für den Druck in Tabelle 6-1 sind die Überdruckwerte. Für die Eingabe des variablen Druckes wird anhand des Druckes „Dichtung HD“ dargestellt.

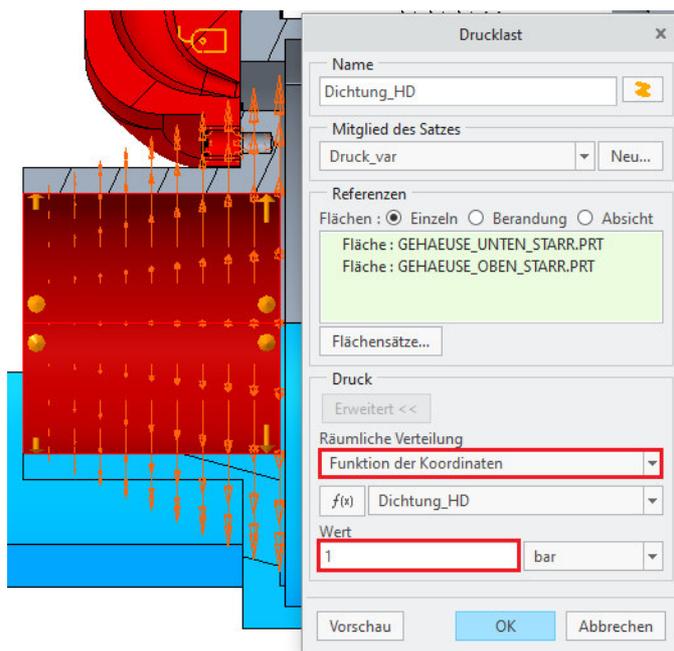


Bild 6-23 variabler Druck

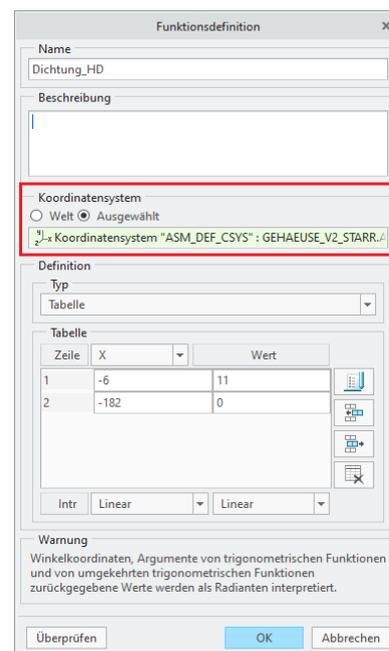


Bild 6-24 Druck "Ausgleichskolben"

Bei der Definition der variablen Drucklast ist bei der Verwendung der **Funktion der Koordinate** darauf zu achten, dass sich die ausgemessenen Referenzpunkte für die Druckfunktion auf das selbe Koordinatensystem stützen, welches beim Definieren der Last verwendet wird (Bild 6-24). Der Wert „1“ (Bild 6-23) fungiert als Multiplikator für die gesetzten Werte in der Lastfunktion (Bild 6-24). Mit der Funktion **Vorschau** (Bild 6-23) lässt sich die Eingabe am Modell visualisieren. Die Funktion **Überprüfen** (Bild 6-24) ist bereits aus 5.3 Material festlegen bekannt und dient zur Darstellung der Werte anhand eines Graphen.

6.6.2 Temperaturlast

Die Temperatur unterteilt sich auf 5 Bereiche in Bezug auf Werte und Konstanz bzw. Linearität (Tabelle 6-2).

Tabelle 6-2 Eingabe Temperatur

	Verlauf	Wert [°C]
Einlaufkasten	Konst.	400
Stufe 1	Linear	262 - 272
Zwischenraum	Konst.	269
Stufe 2	Linear	132 - 141
Abdampfspirale	Konst.	138

Die Eingabe der variablen Temperaturlast wird für Stufe 1 dargestellt (Bild 6-25, Bild 6-26). Diese unterscheidet sich grundsätzlich von den anderen Temperaturlasteingaben darin, dass alle anderen Temperaturlasten im Inneren der Turbine auf die gesamte Mantelfläche bezogen sind. Aufgrund der Teilbeaufschlagung wird die Temperaturlast der Stufe 1 nur im durchströmten Bereich aufgebracht. Dabei wird angenommen, dass die heißen drehenden Laufschaufeln in den nicht durchströmten Zonen der ersten Stufe deutlich weniger Wärme auf das Gehäuse abgeben, als dies durch die Wärmeleitung des Gehäuses selbst geschieht. Deren Effekt kann somit vernachlässigt werden.

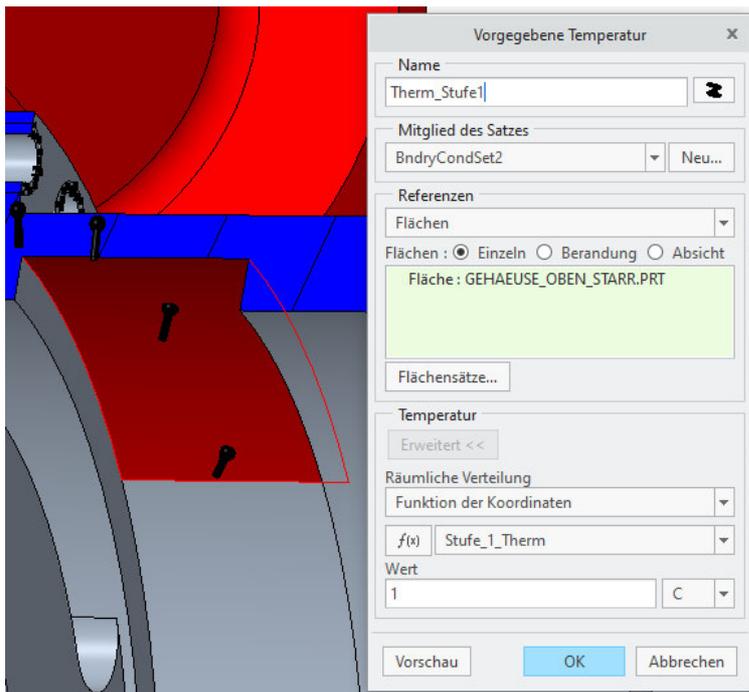


Bild 6-25 variable Temperatur „Stufe 1“

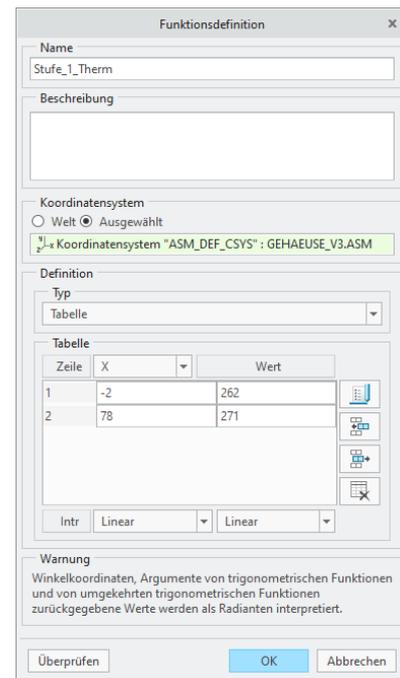


Bild 6-26 Temperaturverlauf „Stufe 1“

Bei der Temperaturlast der Stufe 2 wird hingegen die gesamte Mantelfläche definiert (Bild 6-27, Bild 6-28).

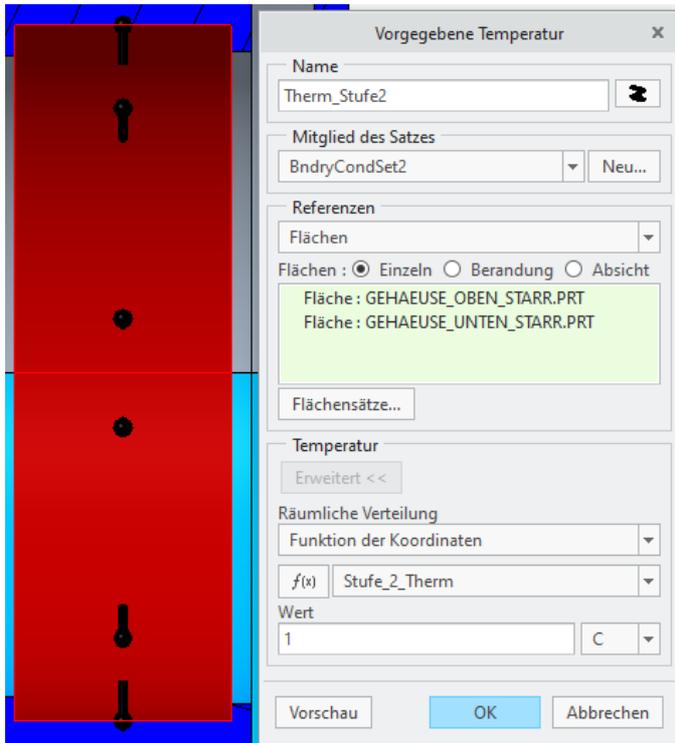


Bild 6-27 variable Temperatur „Stufe 2“

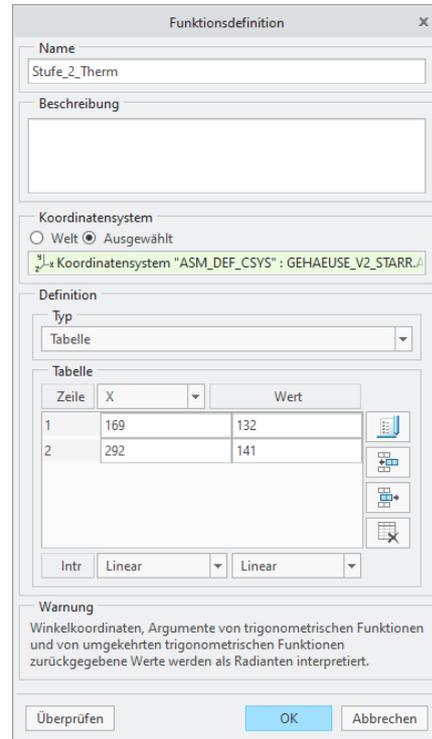


Bild 6-28 Temperaturverlauf „Stufe 2“

Die Verwendung der variablen Temperaturlast sollte unter den selben Gesichtspunkten wie unter 6.6.1 Druckbelastung erfolgen.

6.6.3 Vorspannkraft

Die Vorspannkraft für die verwendeten Schrauben wird wie folgt angenommen:

Tabelle 6-3 Vorspannkraft [4]

	Verwendung	Vorspannkraft [kN]
M16	Einströmkasten	78,8
M20	Gehäusehälften	127
M24	Gehäusehälften & Lagerbock	183

6.7 Netzverfeinerung

Der Netzverfeinerung gehen allgemein die erste strukturmechanische Analyse mit der Bewertung ihrer Ergebnisse (**RMS-Spannungsfehler**) voraus (5.6 Netzverfeinerung). Die Komplexität sowie die Größe des Modells machen eine Vielzahl von Netzverfeinerungen mit Hinblick auf die Rechenzeit nicht sinnvoll. Die angewandten Netzverfeinerungen unterscheiden sich je nach Ersatzmodellierung der Schrauben.

6.7.1 Netzverfeinerung, Ersatzmodellierung I

Die Netzverfeinerung wurde hauptsächlich an den Kontaktschnittstellen und den Vorspannkrafteinleitungsflächen, welche die Auflagefläche des Schraubenkopfes darstellen sollen, durchgeführt (Bild 6-30).

Die Kontaktschnittstelle zwischen den Gehäusehälften und der Gehäusehälfte mit dem Einströmkasten besitzt als Netzsteuerung eine maximale Elementgröße von 10 mm. Dieselbe maximale Elementgröße ist für die Vorspannkrafteinleitungsflächen definiert. Die Kontaktschnittstelle zwischen der Gehäusehälfte und den Lagerböcken wird mit einer maximalen Elementgröße von 25 mm versehen, da die Genauigkeit der Auswertung in diesem Bereich nicht von höchster Relevanz ist.

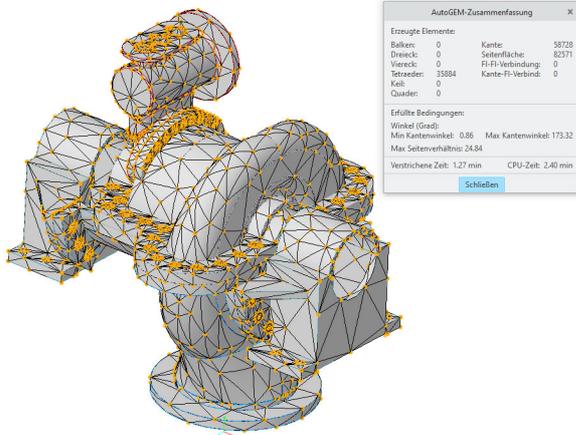


Bild 6-29 erstes Netz, Ersatzmodellierung I

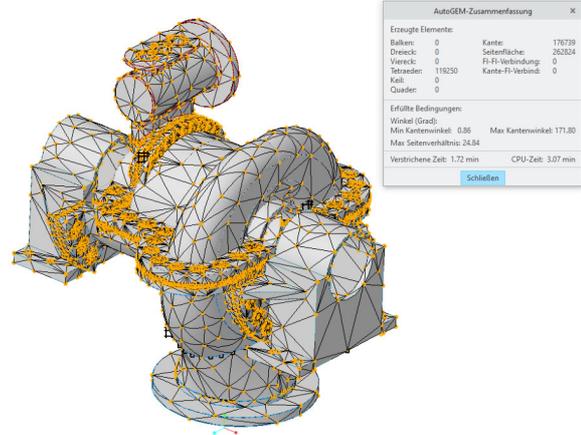


Bild 6-30 verfeinertes Netz, Ersatzmodellierung II

6.7.2 Netzverfeinerung, Ersatzmodellierung II

Beim ersten Netz der Ersatzmodellierung II (Bild 6-31 erstes Netz, Ersatzmodellierung II Bild 6-31) ist der Unterschied bei der Anzahl der Tetraeder im Verhältnis zur Ersatzmodellierung I (Bild 6-29) beachtlich. Dies ergibt sich aufgrund der durchgeführten Komplexitätsreduzierung am Einströmkasten, welche für eine erfolgreiche Simulation notwendig war. Somit sind trotz Ersatzmodell der Schrauben deutlich weniger Tetraeder im Ausgangsnetz vorhanden. Die Netzverfeinerung selbst wurde auf die nun einzige Kontaktschnittstelle mit einer maximalen Elementgröße von 10 mm definiert. Die Auflageflächen der Schrauben sind mit einer maximalen Elementgröße von 7mm versehen.

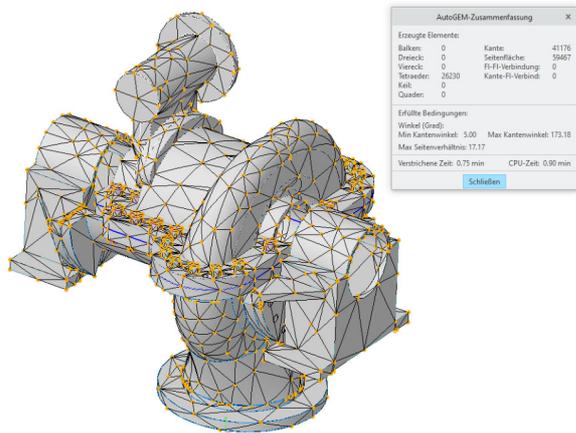


Bild 6-31 erstes Netz, Ersatzmodellierung II

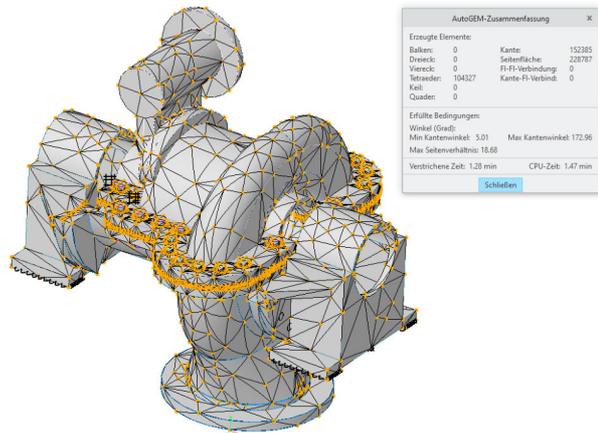


Bild 6-32 verfeinertes Netz, Ersatzmodellierung II

Bei den Probeanalysen traten auch Fehler bezüglich die Punktrandbedingungen (Bild 6-19, Bild 6-20) der Lagerböcke auf. Hierfür wurde eine Fixpunktsteuerung verwendet (F Erstellen von Messgrößen). Diese stellt sicher, dass sich an dem ausgewählten Punkt der Randbedingung auch ein Netzknoten befindet.

6.8 Analyseeinstellungen

Die Analyseeinstellungen werden für die thermische und die strukturmechanische Analyseeinstellungen dargestellt.

6.8.1 Thermische Analyseeinstellungen

Die Einstellungen für die thermische Analyse unterscheiden sich nicht von jenen der Schaufelfußverbindung (5.7.1 Thermische Analyse).

Definition der stationären thermischen Analyse

Name: Gehäuse_V2_Therm3

Beschreibung:

Nichtlinear/Lastverläufe verwenden

Temperaturabhängige Leitfähigkeit

Temperaturabhängiger Wärmeübergangskoeffizient

Strahlungsbedingung

Beschränkungen

Randbedingungssatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> BndryCondSet2 / GEHAEUSE_V2_STARR	f(x) ramp

Lasten

Lastsatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> ThermLoadSet3 / GEHAEUSE_V2_STARR	f(x) ramp

Anfangstemperatur: 20 C

Konvergenz Ausgabe Ausgeschlossene Elemente

Berechnen Wärmestrom Plot Plotraster 4

Ausgabeintervalle Benutzerdefinierte Ausgabeintervalle

Anzahl der Master-Intervalle 5

Intervall	Zeit	Alle Ergebnisse	Temperaturlast
1.	0	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2.	0.25	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3.	0.5	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
4.	0.75	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5.	1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Benutzerdefinierte Schritte Gleichmäßig

OK Abbrechen

Bild 6-33 thermische Analyse

Definition der stationären thermischen Analyse

Name: Gehäuse_V2_Therm3

Beschreibung:

Nichtlinear/Lastverläufe verwenden

Temperaturabhängige Leitfähigkeit

Temperaturabhängiger Wärmeübergangskoeffizient

Strahlungsbedingung

Beschränkungen

Randbedingungssatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> BndryCondSet2 / GEHAEUSE_V2_STARR	f(x) ramp

Lasten

Lastsatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> ThermLoadSet3 / GEHAEUSE_V2_STARR	f(x) ramp

Anfangstemperatur: 20 C

Konvergenz Ausgabe Ausgeschlossene Elemente

Berechnen Wärmestrom Plot Plotraster 4

Ausgabeintervalle Benutzerdefinierte Ausgabeintervalle

Anzahl der Master-Intervalle 5

Intervall	Zeit	Alle Ergebnisse	Temperaturlast
1.	0	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2.	0.25	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3.	0.5	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
4.	0.75	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5.	1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Benutzerdefinierte Schritte Gleichmäßig

OK Abbrechen

Bild 6-34 thermische Analyse, Temperaturlast

6.8.2 Strukturmechanische Analyse

Die strukturmechanische Analyse unterscheidet sich wie die thermische Analyse ebenfalls nicht von der Schaufelfußverbindung (5.7.2 Strukturmechanische Analyse).

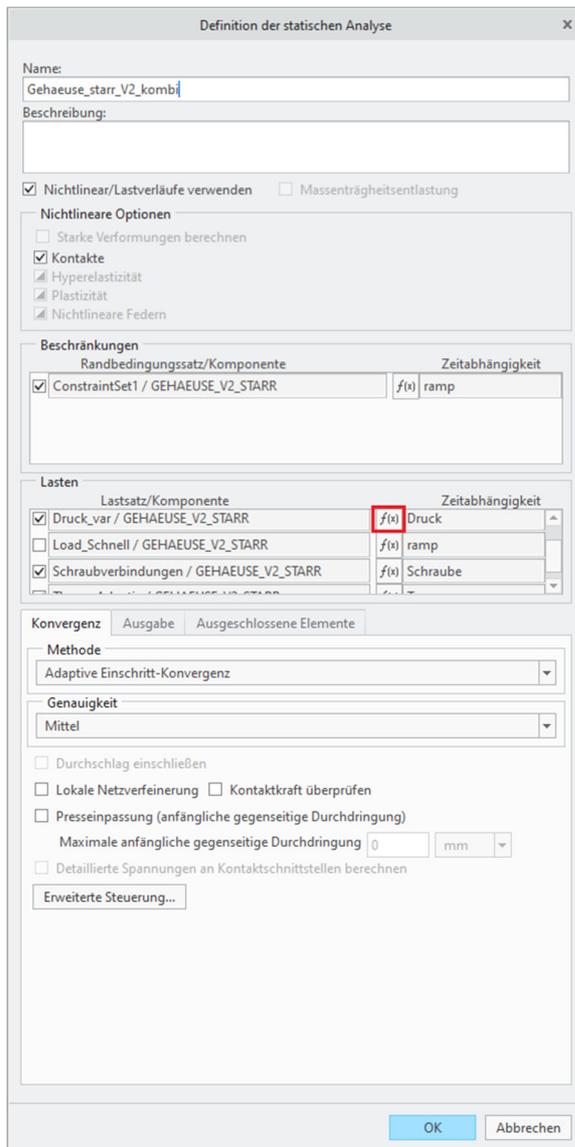


Bild 6-35 strukturmechanische Analyse

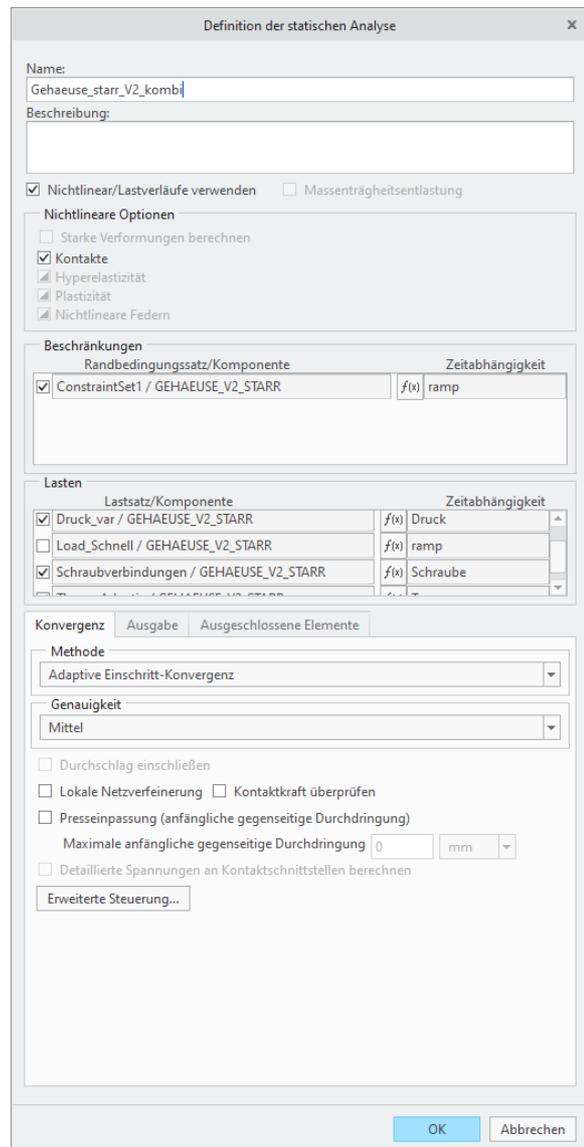


Bild 6-36 strukturmechanische Analyse, Ausgabe

Bei der Gehäuseberechnung wirken grundsätzlich drei verschiedene Lasten. Diese sind die Vorspannkraft der Schraubverbindung, der Temperaturlast und der Drucklast. Diese werden wie bei der Schaufelfußverbindung (5.7.2 Strukturmechanische Analyse, Bild 5-39 & Bild 5-40) von null auf den Sollwert in fünf Zeitschritten übergeben. Die Lasten werden des Weiteren gestaffelt aufgebracht. Dies bedeutet, dass der Beginn der Nachfolgelast erst nach Erreichen des Sollwertes der Vorgängerlast ist.

Zunächst wird die Vorspannkraft der Schrauben übergeben. Anschließend wird die Temperaturlast, gefolgt von der Drucklast, aufgebracht (Bild 6-37, Bild 6-38, Bild 6-39).

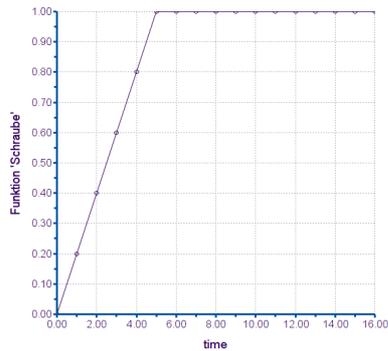


Bild 6-37 Vorspannkraftverlauf

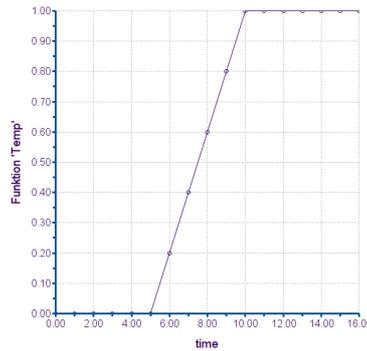


Bild 6-38 Temperaturlastverlauf

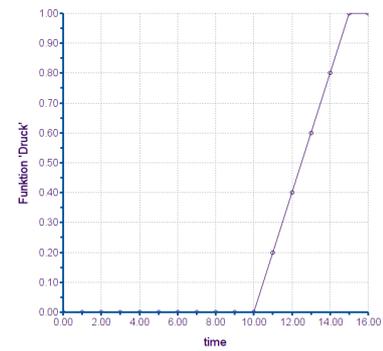


Bild 6-39 Drucklastverlauf

6.9 Ergebnisse mit Ersatzmodellierung I

Im Folgenden werden die Ergebnisse für die Ersatzmodellierung I der Schrauben gezeigt.

6.9.1 Temperaturverteilung

Die Temperaturverteilung der Komponenten ist die Basis für die thermische Belastung. Bild 6-40 stellt die Temperatur [°C] dar.

Die Temperaturen am Einströmkasten entsprechen trotz der Randbedingungen den der Frischdampftemperaturen. Dies ist so auch für eine Turbine ohne Isolierung im Dauerbetrieb zu erwarten.

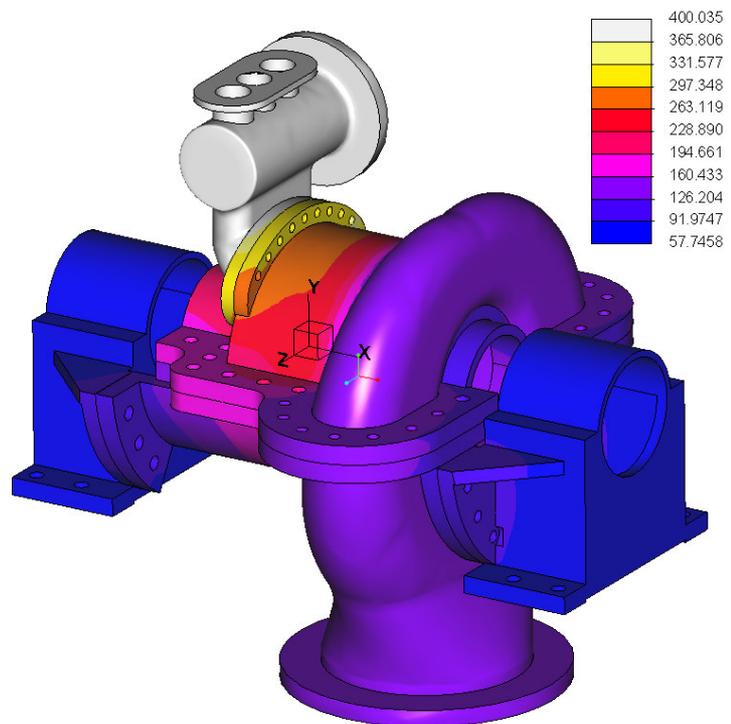


Bild 6-40 Temperaturverlauf [°C]

6.9.2 Verschiebung

Die Verschiebungen [mm] des Modells sind besonders an den Schnittstellen zur Umgebung von Interesse. So kann auf Basis der Ergebnisse die zu erwartende axiale Verschiebung ermittelt werden, welche eine wichtige Messgröße für die Gestaltung des Loslagers ist. Des Weiteren ist die Verschiebung des Anschlussflansches am Einströmkasten eine Konstruktionsrichtlinie für die Frischdampfleitung.

Die Verschiebungen werden jeweils nach dem Erreichen des Sollwerts der Belastungen (Vorspannkraft der Schraube, Temperaturlast und Drucklast) abgebildet.

Gemäß der Reihenfolge beim Aufbringen der Lasten (Bild 6-37, Bild 6-38, Bild 6-39) zeigen Bild 6-41 und Bild 6-42 die Verschiebung infolge der Vorspannkraft.

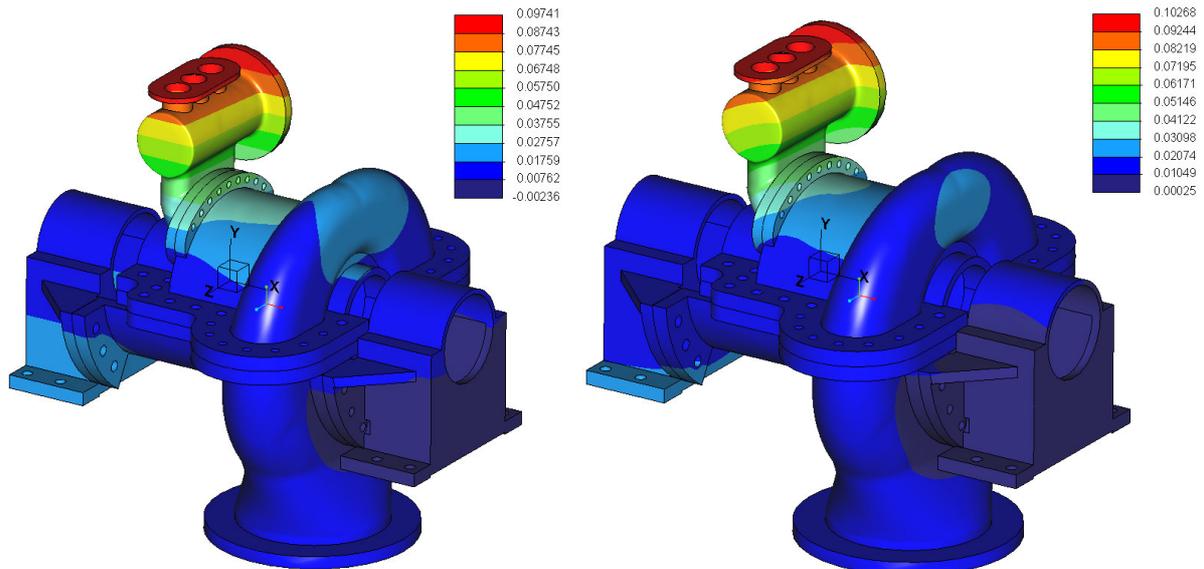


Bild 6-41 Verschiebung [mm] x-Achse infolge

Bild 6-42 Betrag der Verschiebung [mm] infolge der Vorspannkraft

Diese sind erwartungsgemäß am fast gesamten Modell annähernd null. Die axiale Verschiebung des Einströmkastens lässt sich durch die Ersatzmodellierung der Schraubverbindung mit Sackloch erklären (E Ersatzmodellierung einer Schraubverbindung anhand einer Konsole). Hierbei ist die Krafteinleitung anders als beim Durchgangsloch, wodurch ein stärkeres Zusammendrücken in Schraubrichtung erfolgt.

Nach der Vorspannkraft wird die Drucklast angebracht. Bild 6-43 und Bild 6-44 stellen die Verschiebung unter Drucklast und Vorspannkraft dar.

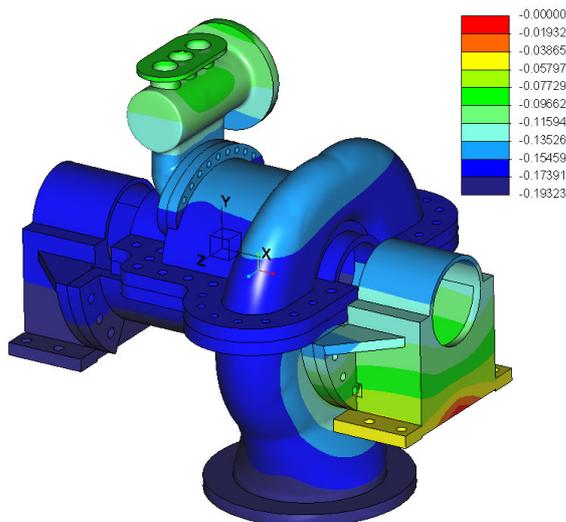


Bild 6-43 Verschiebung [mm] x-Achse infolge der Drucklast und Vorspannkraft

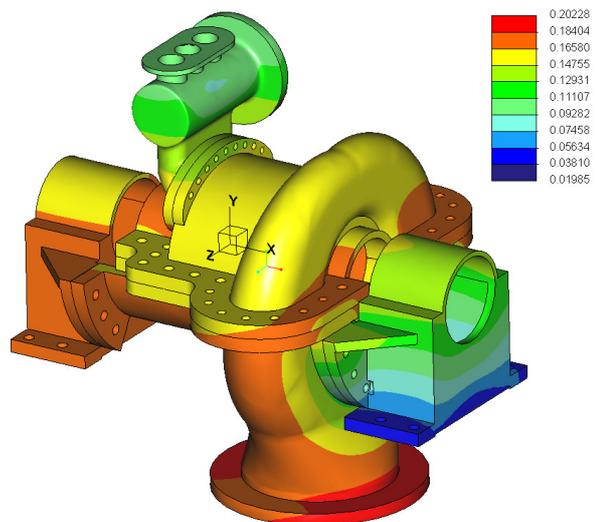


Bild 6-44 Betrag der Verschiebung [mm] infolge der Drucklast und Vorspannkraft

Als letzter Belastungstyp wird die Temperatur aufgebracht. Bild 6-45 und Bild 6-46 zeigen die Verschiebung infolge von Vorspannkraft, Temperatur- und Druckeinfluss.

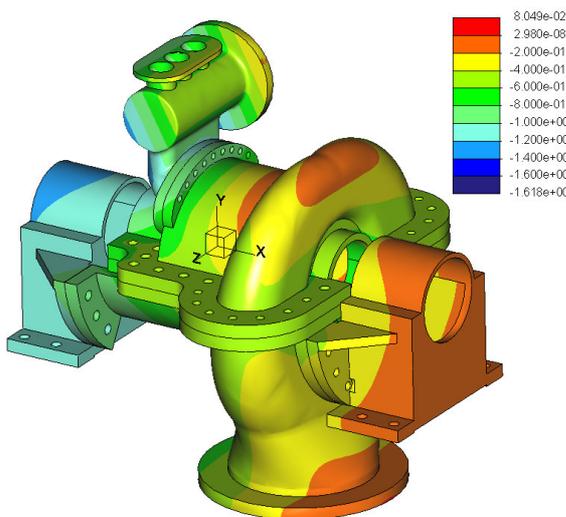


Bild 6-45 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck

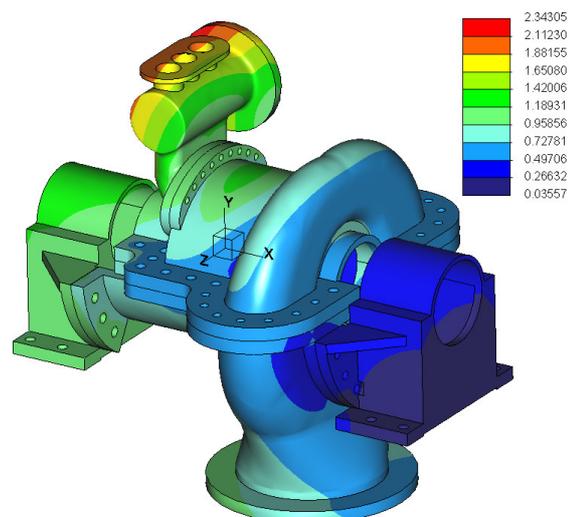


Bild 6-46 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck

Die Ergebnisse zeigen erwartungsgemäß, dass in Bereichen von hoher Temperatur (Bild 6-40) auch große Verschiebungen erreicht werden. Dies zeigt sich besonders deutlich am Einströmkasten.

Sowohl bei der axialen Verschiebung (Bild 6-45) als auch beim Betrag der Verschiebung (Bild 6-46) fällt auf, dass der Unterschied hinsichtlich der Ergebnisse unter dem Einfluss von Vorspannkraft und Drucklast (Bild 6-43, Bild 6-44) deutlich ausfällt. Dies entspricht den Erwartungen.

In allen Darstellungen ist aufgrund des sich rechts befindenden Festlagers die Verschiebung in Drehachsenrichtung (x-Achse), bezogen auf das globale Koordinatensystem, negativ. Anhand der Messergebnisse ist die Wahl des Festlagers auf der rechten Seite schlüssig, da der Flansch für die Abdampfleitung nur sehr geringe Verschiebungen aufweist, sodass der nachfolgende schwere Wärmetauscher ebenfalls keinen großen Verschiebungen ausgesetzt ist.

Die Ergebnisse der Verschiebungen eignen sich meist sehr gut für die Überprüfung der verwendeten Randbedingungen bzw. ob diese das Modell wie gewünscht beeinflusst haben. Unter 6.5.1 Strukturmechanische Randbedingungen wird auf das symmetrische Ausdehnen hinsichtlich der z-Achse eingegangen. Dies kann durch Bild 6-47 bestätigt werden.

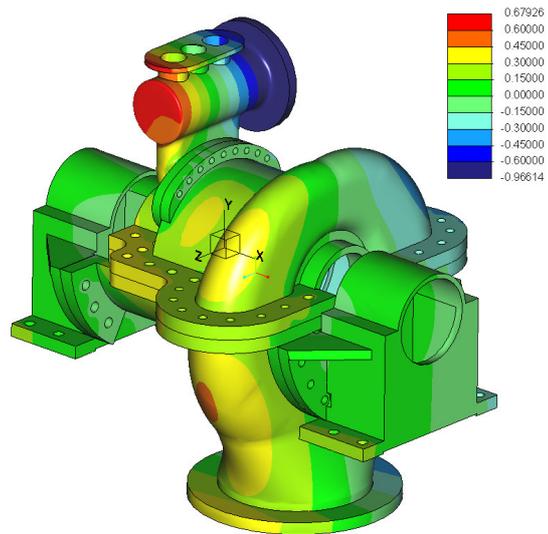


Bild 6-47 Verschiebung [mm] z-Achse infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck

Bild 6-48 und Bild 6-49 sollen die Verschiebung durch eine Skalierung von 50% (5.8.2 Verschiebungen) besser visualisieren.

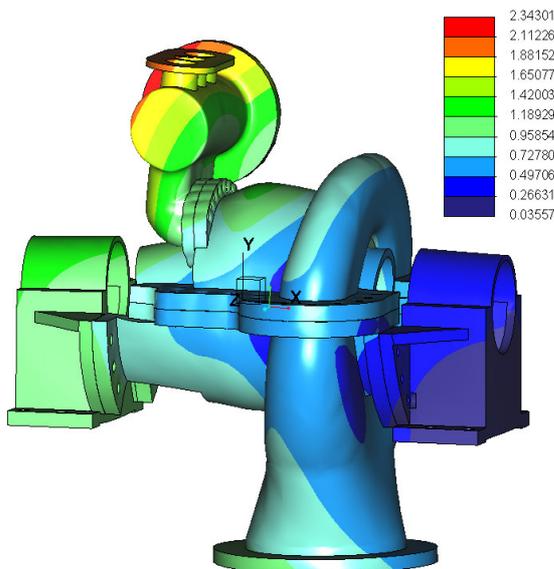


Bild 6-48 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck - Skalierung 50%

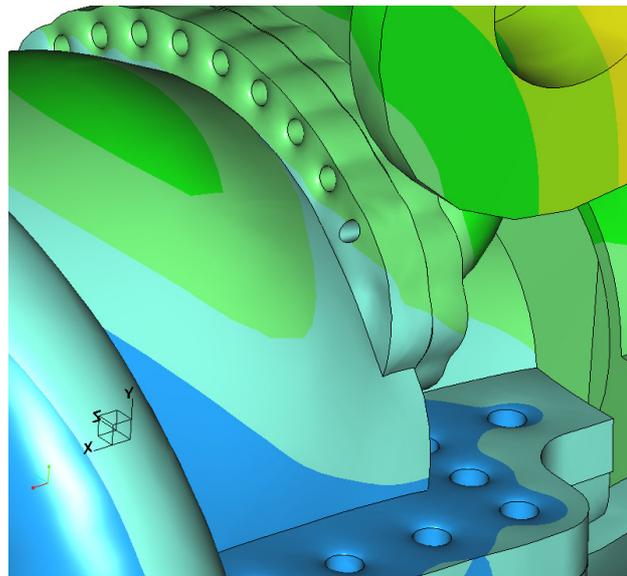


Bild 6-49 Betrag der Verschiebung [mm] (Skala Bild 6-48) infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck - Detail Einströmkasten, Skalierung 50%

Durch die stark übertriebene dargestellte Verschiebung wird im Bereich der Schraubverbindungen ein Problem der verwendeten Ersatzdarstellung sichtbar. Da die Mantelflächen der Bohrungen starr zu einander sind, muss mit sehr hohen thermischen Spannungen gerechnet werden. Dies wird vor allem bei der Verschraubung des Einströmkastens sichtbar, da sich keine relative Verschiebung der Bohrungen zueinander zeigt.

Beim Turbinengehäuse selbst fällt der bauchige Bereich um die erste Stufe auf. In Anbetracht der Werte der Druckbelastung ergibt sich für das Gehäuse ein stimmiges Ergebnis.

6.9.3 Mises-Vergleichsspannung

Die Mises-Vergleichsspannung [MPa] wird wie die Verschiebung für die drei Beanspruchungen extra dargestellt.

Bild 6-50 zeigt die Mises-Vergleichsspannung unter Einfluss der Vorspannkraft. Dabei ist, wie zu erwarten, der Großteil des Gehäuses spannungsfrei. An den Bohrungen der Schrauben treten durch die vereinfachte Krafteinleitung dabei die höchsten Spannungen auf.

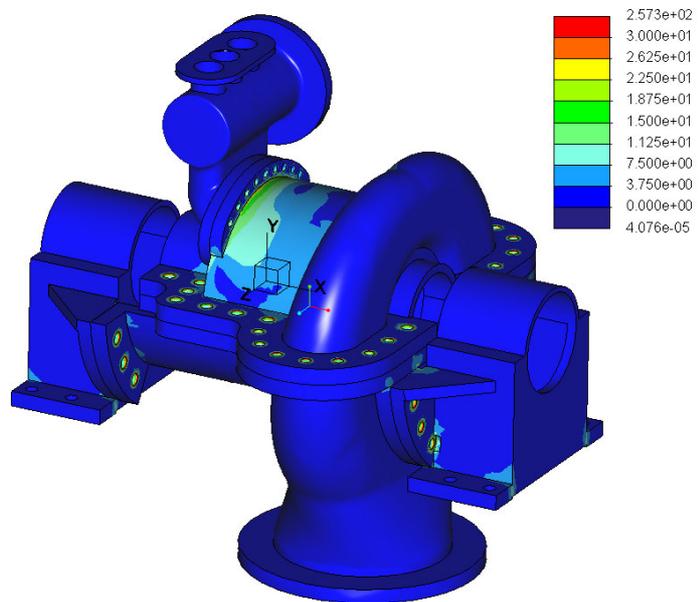


Bild 6-50 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft

Die Vergleichsspannungen in Bild 6-51 resultieren aus der Belastung durch die Vorspannkraft und aus der Druckbelastung.

Die Spannungen infolge des Druckes sind neben den erwarteten Bereichen am Einströmkasten aufgrund des hohen Eintrittsdruckes auch am Festlager ausgeprägt. Hier zeigten schon die Verschiebungen auffällige Gradienten (Bild 6-43, Bild 6-44). Für diese kann die punktuell wirkende Randbedingung verantwortlich gemacht werden (6.5.1 Strukturmechanische Randbedingungen).

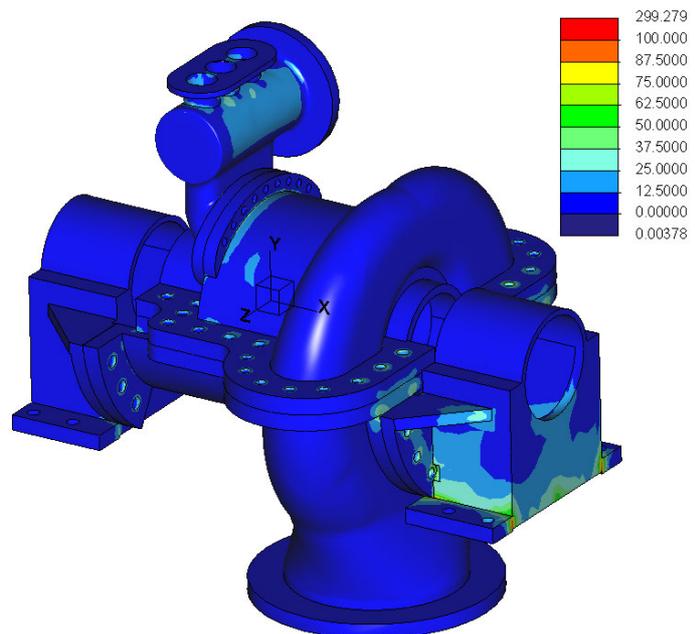


Bild 6-51 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft und Druckbelastung

Bild 6-52 und Bild 6-53 stellen die Vergleichsspannung unter dem Einfluss der Vorspannkraft, Temperatur und Druckbelastung dar.

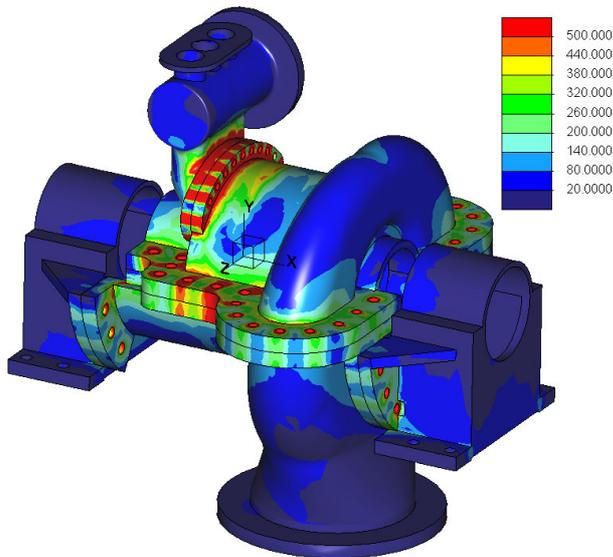


Bild 6-52 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft, Temperatur und Druck

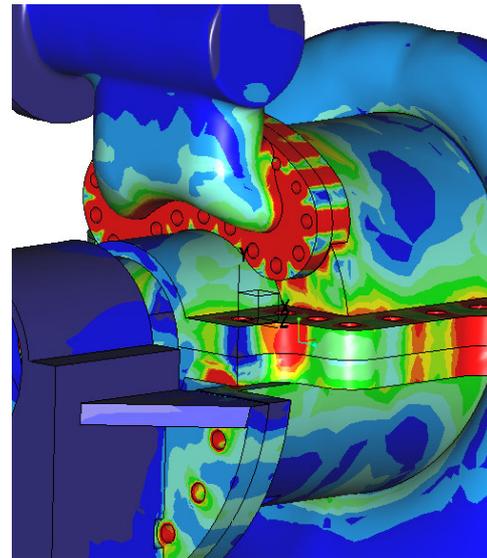


Bild 6-53 Spannung [MPa] (Skala Bild 6-52) infolge der Vorspannkraft, Temperatur und Druck - Ansicht Einströmkasten

Wie unter 6.9.2 Verschiebung beschrieben, ergeben sich durch die starren Verbindungen der Bohrungsmantelfläche enorme thermische Spannungen. Dies fällt neben dem Bereich der Gehäusetrennfläche besonders ausgeprägt am Einströmkasten auf. Die hohen Temperaturen in Kombination mit dem fehlenden Ausdehnungsvermögen aufgrund der geringen Schraubabstände führen zu thermischen Spannungsspitzen von bis zu 13000 MPa.

6.9.4 Kontaktdruck

Die Auswertung des Kontaktdrucks [MPa] ist die wichtigste Kenngröße für Rückschlüsse auf die Trennfugendynamik. Die Darstellung unterteilt sich dabei, wie bei der Verschiebung und der Vergleichsspannung, auf die jeweiligen Belastungen.

Bild 6-54 zeigt den Kontaktdruck nach Aufbringen der Vorspannkraft. Der Kontaktdruck ist über den Großteil der Trennflächen relativ niedrig. Ursächlich dafür ist abermals der starre Verbindungstyp der Bohrungen, welcher ein Verformen in diesem Bereich unterbindet. Somit kann kaum Druck auf den Kontaktflächen aufgebracht werden.

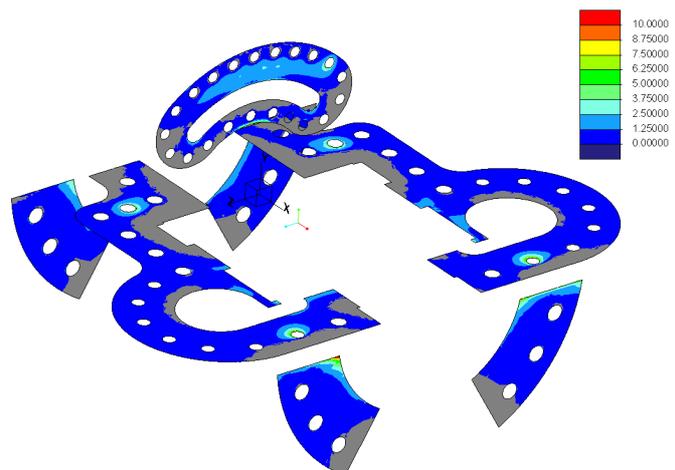


Bild 6-54 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannkraft

Bild 6-55 zeigt den Kontaktdruck unter Einfluss der Vorspannkraft und der Temperatur.

Durch die Aufbringung des Druckes stellt sich eine Minderung des Kontaktdruckes an den Innenflächen ein. Dies führt dazu, dass nahezu die gesamte Kontaktfläche druckfrei ist. Die Ausnahme stellt der Bereich außerhalb der Bohrungen dar. Hier werden die Gehäusehälften durch die Verformung infolge des Druckes aufeinandergepresst.

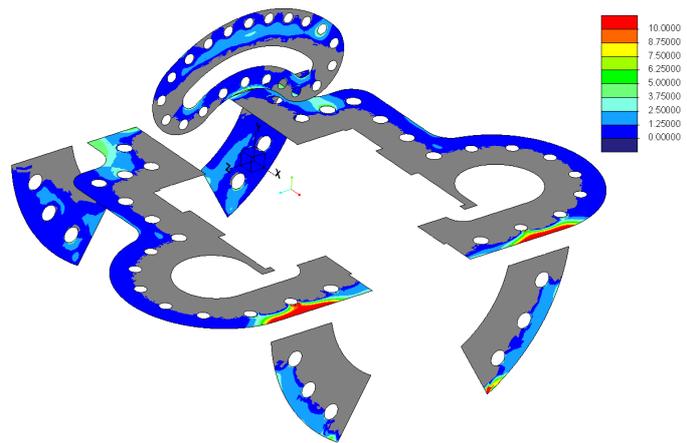


Bild 6-55 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannung und Drucklast

Die letzte Darstellung Bild 6-56 zeigt den Kontaktdruck unter Einfluss der Vorspannkraft, Drucklast und Temperatur.

Beim Kontaktdruck zeichnet sich selbiges Bild wie bei der Vergleichsspannung (Bild 6-52) ab. Der gesamte Bereich des Einströmkastens steht unter hoher thermischer Spannung, welche sich wiederum auf den Kontaktdruck auswirkt. Der rot umkreiste Bereich kennzeichnet eine Stelle, an der über die gesamte Trennfuge kein Druck anliegt. Hier wäre mit einer Klaffung zu rechnen.

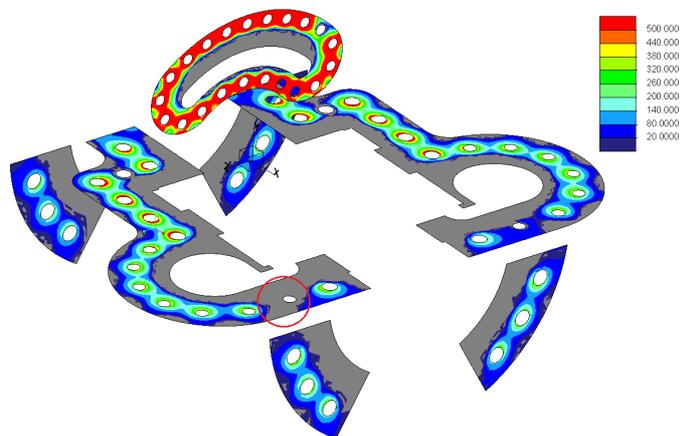


Bild 6-56 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannkraft, Drucklast und Temperatur

6.10 Ergebnisse mit Ersatzmodellierung II

Im Folgenden werden die Ergebnisse für die Ersatzmodellierung I der Schrauben dargestellt.

6.10.1 Temperaturverteilung

Der Temperaturverlauf [°C] (Bild 6-57) unterscheidet sich aufgrund der gleichen Lasten und Randbedingungen größtenteils nicht vom Temperaturverlauf der Ersatzmodellierung I (Bild 6-40). Einzig am Einströmkasten sind Unterschiede zu erkennen. Diese resultieren aus der veränderten Geometrie im Inneren (Zuströmkanäle sind geometrisch komplex und konnten unter anderem als Fehlerquelle der Simulation ausgemacht werden).

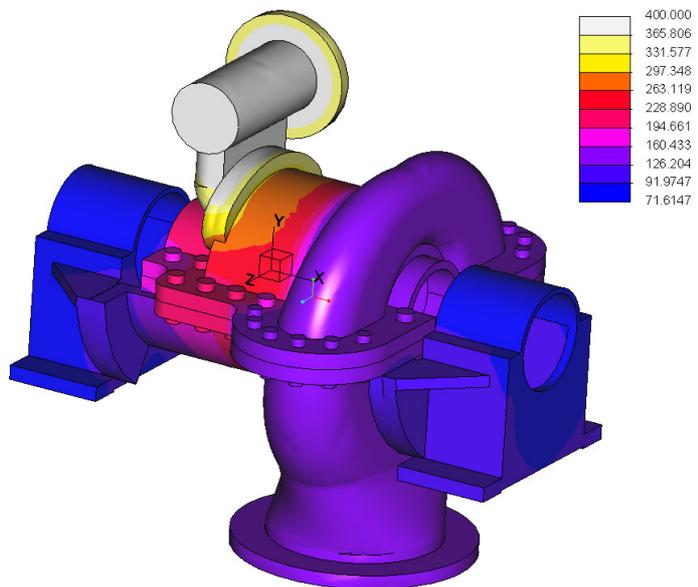


Bild 6-57 Temperaturverlauf [°C]

6.10.2 Verschiebung

Die Verschiebung [mm] wird in gleicher gestaffelter Form wie unter 6.9.2 Verschiebung dargestellt.

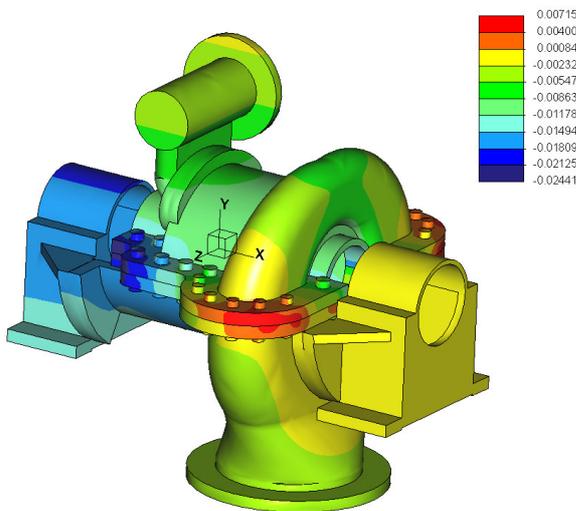


Bild 6-58 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft

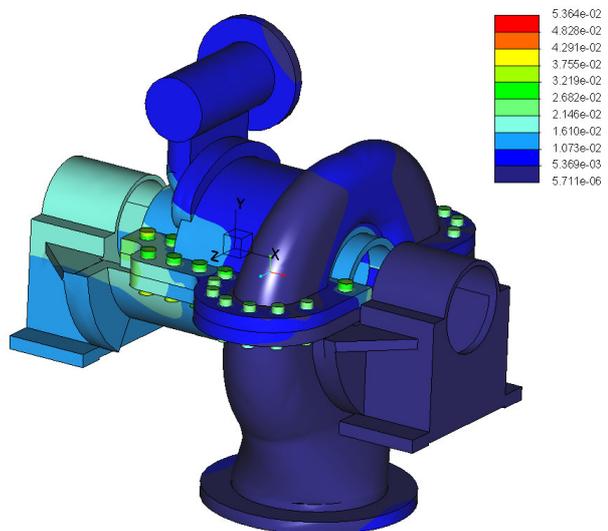


Bild 6-59 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft

Die Verschiebung infolge der Vorspannkraft fällt erwartungsgemäß sehr gering aus (Bild 6-58, Bild 6-59). Die größten Verschiebungen sind durch die Vorspannkraft an den Schrauben selbst erkennbar.

Bild 6-60 und Bild 6-61 zeigen die Verschiebung unter dem Einfluss der Drucklast und der Vorspannkraft.

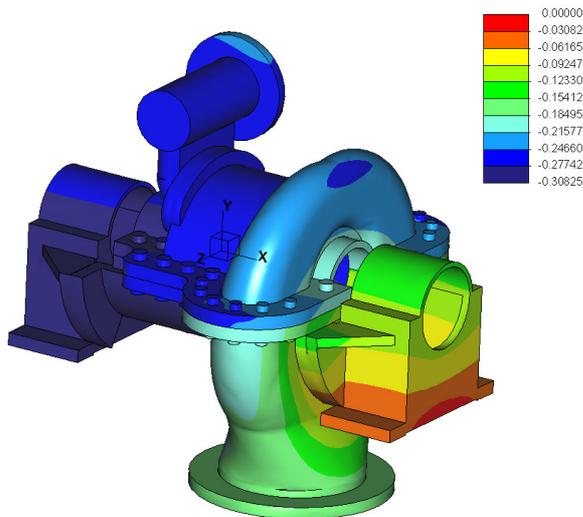


Bild 6-60 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Drucklast und Vorspannkraft

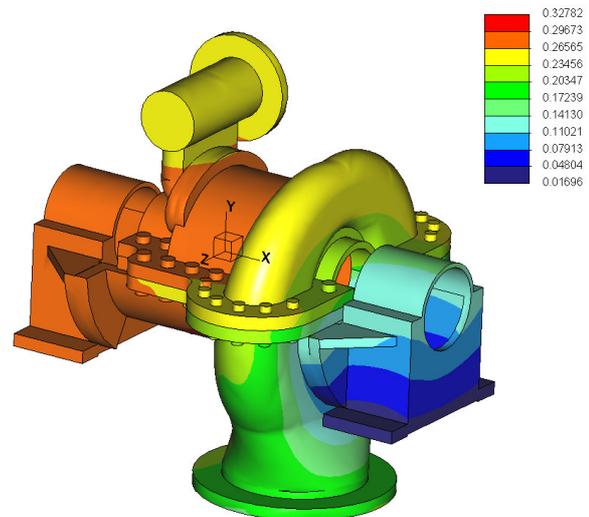


Bild 6-61 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Drucklast und Vorspannkraft

Die Werte unterscheiden sich größtenteils nicht von denen der Ersatzmodellierung I (Bild 6-43, Bild 6-44). Lediglich die Maximalwerte weichen voneinander ab. Diese treten beim Betrag der Verschiebung an der Unterseite des Gehäuses auf. Dies kann durch die veränderte Trennfugendynamik aufgrund der Ersatzmodellierung II erklärt werden.

Bild 6-62 und Bild 6-63 stellen die Verschiebung unter der Belastung von Vorspannkraft, Druck und Temperatur dar.

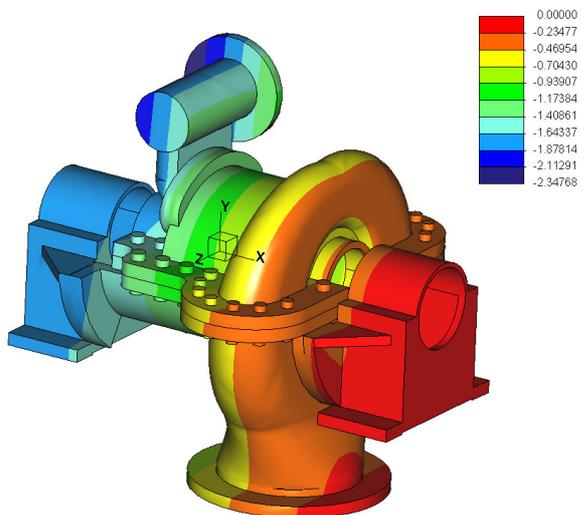


Bild 6-62 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur

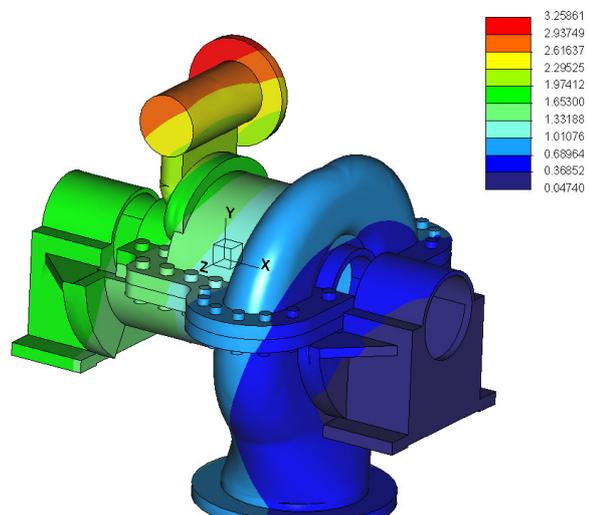


Bild 6-63 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur

Die Maximalwerte der Verschiebung sind im Vergleich zur Ersatzmodellierung I (Bild 6-45 Bild 6-46). Diese treten am Einströmkasten und am Lagerbock auf. Da sich die restlichen Bereiche ähnlich verhalten, kann dieses Ergebnis auf die veränderte Schnittstelle (Haftend statt Kontakt) zurückgeführt werden. Dies wird besonders beim Vergleich der Ergebnisse in deformierter Darstellung sichtbar (Bild 6-48 Ersatzmodellierung I, Bild 6-65 Ersatzmodellierung II).

Bild 6-64 stellt die Verformung unter dem Einfluss sämtlicher Lasten der z-Achse dar. Hiermit kann bestätigt werden, dass sich die Baugruppe ausgehend von der Drehachse symmetrisch verformt.

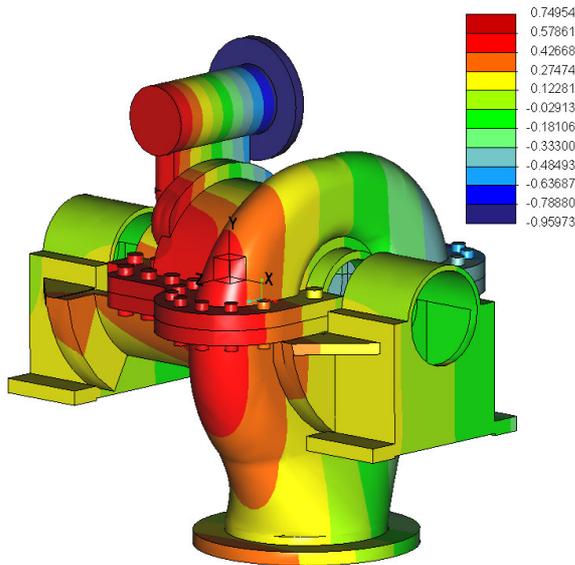


Bild 6-64 Verschiebung [mm] z-Achse infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur

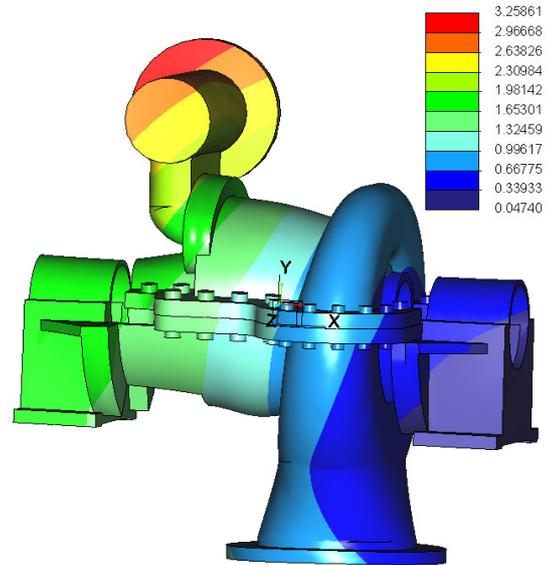


Bild 6-65 Betrag der Verformung [mm] infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur - Skalierung 50%

6.10.3 Mises-Vergleichsspannung

Die Mises-Vergleichsspannung [MPa] wird wie die Verschiebung für die drei Beanspruchungen extra dargestellt.

Bild 6-66 zeigt die Mises-Vergleichsspannung unter dem Einfluss der Vorspannkraft. Es kann hierfür ein erwartetes Ergebnis festgestellt werden. Der Großteil der Baugruppe ist spannungsfrei. Nur im Einflussbereich der Schrauben bzw. an den Schrauben selbst sind Spannungen erkennbar.

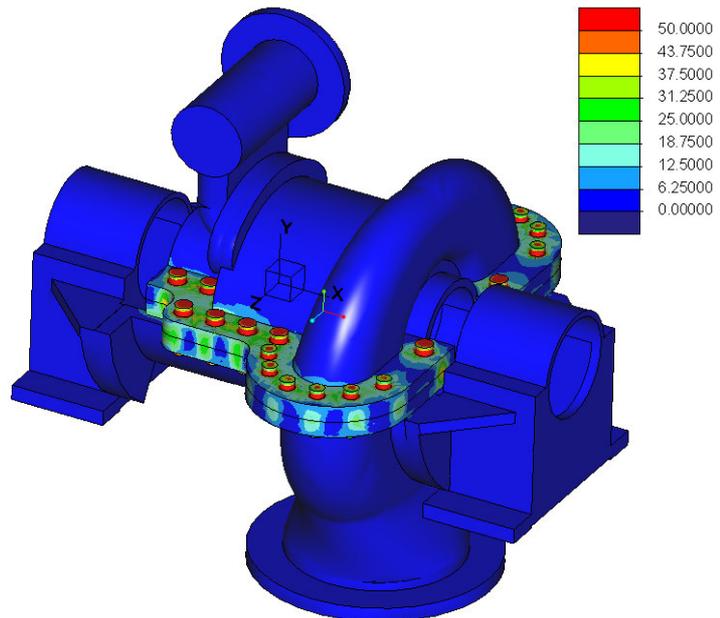


Bild 6-66 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft

In Bild 6-67 werden die Spannungen infolge der Drucklast und der Vorspannkraft dargestellt. Trotz der Drucklast ist zu erkennen, dass die Maximalspannungen von der Vorspannkraft hervorgerufen werden.

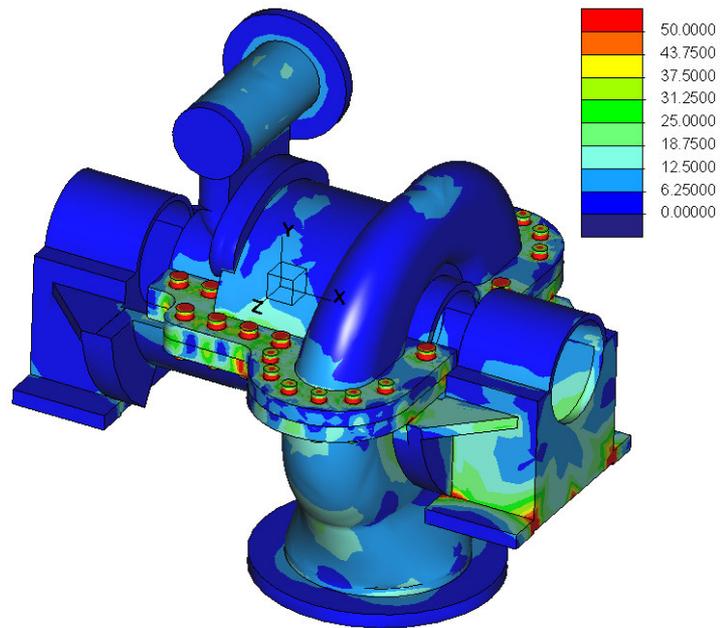


Bild 6-67 Spannung [MPa] infolge Drucklast und Vorspannkraft

6.10.4 Kontaktdruck

Die Darstellung des Kontaktdruckes [MPa] erfolgt wie die Verschiebung und die Vergleichsspannung stufenweise je nach Belastung.

Bild 6-68 zeigt den Kontaktdruck infolge der Vorspannkraft. Die Druckverläufe im Bereich der einzelnen Schrauben entsprechen denen einer vorgespannten Schraube. Trotz des Belastungsfalls, der nur die Vorspannkraft berücksichtigt (eigentlicher Ruhezustand), können große Gebiete der Trennfuge beobachtet werden, welche keinen Kontaktdruck aufweisen. Dies kann mit der fehlenden Gravitationskraft erklärt werden. Aufgrund des marginalen Einflusses für die Ergebnisse wurde die Gravitationskraft bewusst außer Acht gelassen.

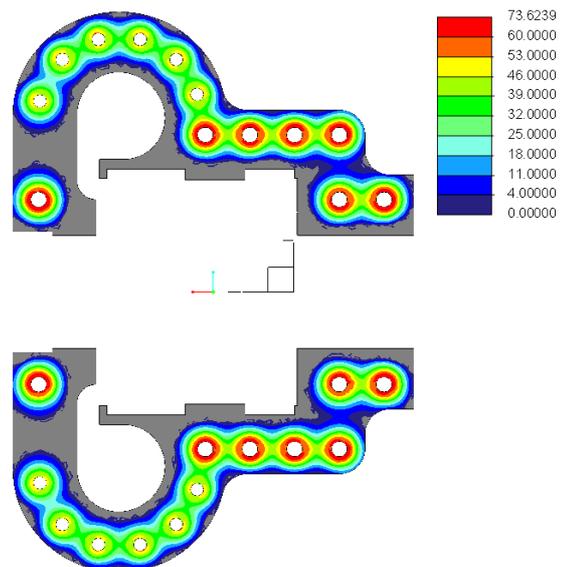


Bild 6-68 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannkraft

In Bild 6-69 wird der Kontaktdruck für die Belastung mit Druck und Vorspannung dargestellt. Die Druckbelastung ruft durch das Aufdrehen der Trennfuge um die Schrauben eine Zunahme des Kontaktdruckes im Randbereich hervor. Eine ähnliche Tendenz konnte auch bei der Ersatzmodellierung I (Bild 6-55) beobachtet werden.

Dies führt auch bei relativ großen Schraubenabständen (rot umkreister Bereich) zur Ausbildung von Kontaktdruck.

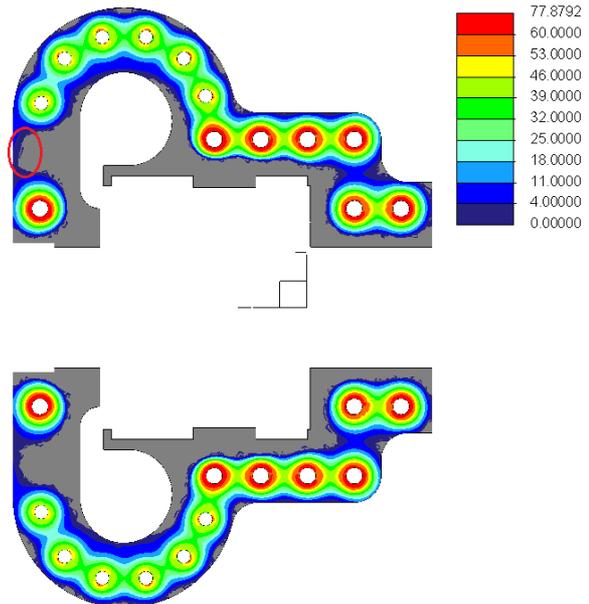


Bild 6-69 Kontaktdruck [MPa] infolge Drucklast und Vorspannkraft

Bild 6-70 stellt die Ergebnisse des Kontaktdrucks für die Belastungen der Vorspannkraft, Druck und Temperatur dar. Der Maximalwert nimmt im Vergleich zum Belastungsfall Vorspannkraft und Druck (Bild 6-69) deutlich zu. Dies ist auf die thermischen Spannungen zurückzuführen, welche der unterschiedlichen Temperatur der Gehäusehälften zugrunde liegen. Ein klares Zeichen dafür ist der vorhandene Kontaktdruck (rot umkreister Bereich) an der Innenseite des Gehäuses. Hier wäre aufgrund des Innendruckes als Erstes mit einer Reduzierung bzw. dem Nichtvorhandensein des Kontaktdruckes zu rechnen.

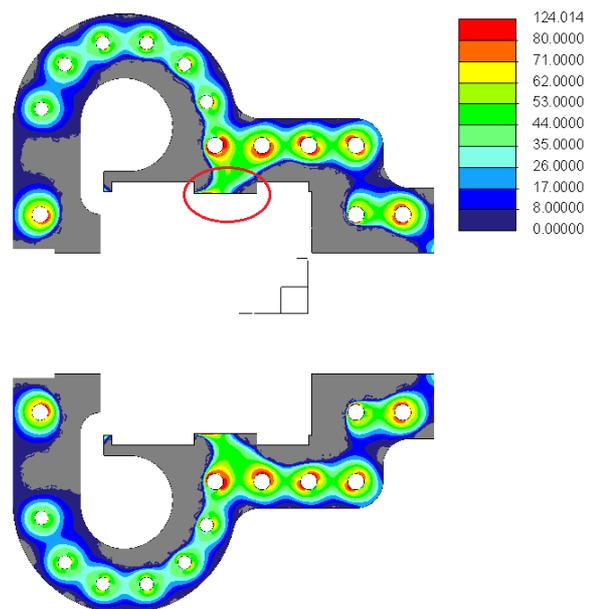


Bild 6-70 Kontaktdruck [MPa] infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur

6.11 Validierung der Ergebnisse

Die Validierung (5.9 Validierung der Ergebnisse) der Gehäusesimulation ist aufgrund der komplexen Geometrie des Modells erschwert. Sie wird anhand folgender Anwendungsfälle untersucht:

- Größenordnung des Kontaktdrucks
- Veränderung des Kontaktdrucks durch die einzelnen Belastungen
- Gehäusespannung

6.11.1 Größenordnung des Kontaktdrucks

Um die Größenordnung des Kontaktdrucks festzulegen, wird angenommen, dass sich die Vorspannkraft aller Schrauben gleichmäßig auf die Trennfuge auswirkt (Gleichung [6.1]).

$$p_{Km} = \frac{z_{M24} * F_{VM24} + z_{M20} * F_{VM20}}{A_K} \quad \text{Gl. 6.1}$$

Wobei:

- F_{VM24} & F_{VM20} - Vorspannkraft der Schrauben Tabelle 6-3
- z_{M24} & z_{M20} – die Anzahl der jeweiligen Schrauben, $z_{M24} = 14$, $z_{M20} = 12$
- Kontaktfläche A_K gemessen aus Creo Simulate, $A_K = 208598 \text{ mm}^2$

Unter Verwendung von Gleichung [6.1] ergibt sich ein mittlere Kontaktdruck $p_{Km} = 19,6 \text{ MPa}$.

Der mittlere Kontaktdruck wird mit Hilfe einer Messgröße (5.9.2 Flächenpressung am Schaufelfuß) ausgegeben und beträgt $p_{Sim}=28,3 \text{ MPa}$. **Creo Simulate** legt der Berechnung allerdings nicht die gesamte Fläche der Schnittstelle zugrunde, sondern berücksichtigt nur jene Fläche, welche auch Kontaktdruck erfährt. Diese ist für den betrachteten Fall der Ersatzmodellierung II $A_{Ksim} = 137776 \text{ mm}^2$. Dies entspricht $\approx 66\%$ der gesamten Fläche der Schnittstelle. Durch Anpassung der Gleichung [6.2] ergibt sich:

$$p_{Kmsim} = \frac{z_{M24} * F_{VM24} + z_{M20} * F_{VM20}}{A_{Ksim}} \quad \text{Gl. 6.2}$$

Das Ergebnis der Gleichung [6.2] lautet $p_{Kmsim} = 29,7 \text{ MPa}$ und ist somit dem Messergebnis $p_{Sim} = 28,3 \text{ MPa}$ sehr ähnlich.

6.11.2 Veränderung des Kontaktdrucks

Bei der Veränderung des Kontaktdruckes wird die qualitative Veränderung des Kontaktdruckes vom Belastungsfall Vorspannkraft und Druck (Bild 6-69) zum Belastungsfall Vorspannkraft Druck und Temperatur (Bild 6-70) bewertet. Hierbei stellte sich eine Zunahme des Kontaktdruckes an der Innenseite der Trennfuge heraus.

Für ein thermisch belastetes Gehäuse zeigt sich die im Bild 6-71 dargestellte Verformung. An den verformten Gehäusehälften zeigt sich, dass der Kontakt nur noch an der Innenseite vorhanden ist. Somit ist die Veränderung des Kontaktdruckes infolge der Temperaturlast plausibel.

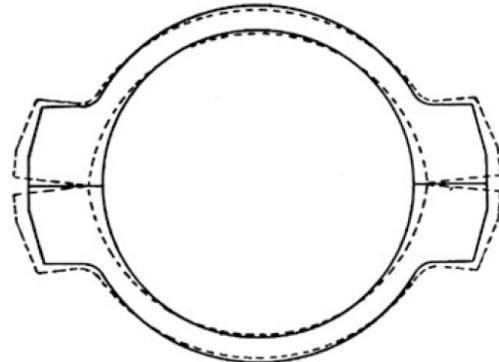


Bild 6-71 Verformung, thermisch belastetes Gehäuse [1]

6.11.3 Gehäusespannung

Die Gehäusespannung wird durch den Innendruck und die Temperaturdifferenz zwischen der Innen- und Außenseite hervorgerufen. Die Spannung infolge des Druckes lässt sich mit der Kesselformel berechnen [1].

$$\sigma_p = \frac{p * D}{2 * s} \quad \text{Gl. 6.3}$$

Wobei:

- p Überdruck [MPa]
- D Gehäusedurchmesser [mm]
- s Wandstärke [mm]

Die thermische Spannung errechnet sich mit der Gleichung [6.4] [1].

$$\sigma_T = \frac{1}{2} * \frac{E * \beta * \Delta T}{(1 - \nu)} \quad \text{Gl. 6.4}$$

Wobei:

- E Elastizitätsmodul [Pa]
- β Wärmeausdehnungskoeffizient [1/K]
- ΔT Temperaturdifferenz zwischen der Innen- und Außenseite des Gehäuses [K]
- ν Querkontraktionszahl

Aufgrund der Verformung durch die Temperaturdifferenz (Bild 6-71) wird ersichtlich, dass sich die Spannungen überlagern (Bild 6-72). Zugspannungen werden mit einem positiven Vorzeichen versehen.

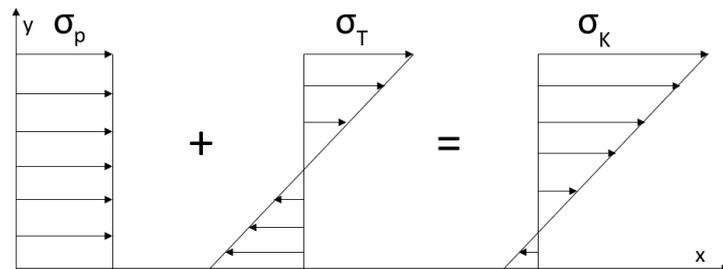


Bild 6-72 Spannungszusammensetzung

Diese Berechnung wurde zunächst an einem vereinfachten Beispiel eines Rohres mit den Daten (Tabelle 6-4) angewandt.

Tabelle 6-4 Parameter des Rohrs

Durchmesser D	430	[mm]
Wandstärke s	15	[mm]
Überdruck p	10	[bar]
Temperaturdifferenz ΔT	10	[K]
Elastizitätsmodul E	210	[GPa]
Wärmeausdehnungskoeffizient β	$1,2 * 10^{-5}$	[1/K]
Querkontraktionszahl ν	0,29	

Mit diesen Parametern ergeben sich mit den Gleichungen [6.3] und [6.4] die Spannungswerte $\sigma_p=14,3$ MPa und $\sigma_T= 19,3$ MPa. Somit folgen die kombinierten Spannungen $\sigma_{KA} = 33,6$ MPa für die Außenseite und $\sigma_{KI} = -5$ MPa für die Innenseite.

Die Ergebnisse aus Creo Simulate lauten $\sigma_{KA\text{sim}} = 30$ MPa und $\sigma_{KI\text{sim}} = -4,3$ MPa. Für diesen einfachen Anwendungsfall stimmen also Simulationsergebnisse und analytische Ergebnisse gut überein.

Für die Validierung der Gehäusespannungen wurden 8 Messpunkte erstellt. Diese teilen sich gleichmäßig auf die Innen- und Außenseite auf. Zwischen den gepaarten Messpunkten (Innen – und Außenseite) existiert kein axialer Versatz. An jedem Punkt werden die Temperatur sowie die Spannung in tangentialer Richtung gemessen. Mit der Temperatur kann z.B. die Temperaturdifferenz zwischen den Punkten 27 & 25 gebildet werden, welche wiederum die Basis für die lokale thermische Spannung (Gleichung [6.4]) ist. Aufgrund des Temperaturverlaufes sind unterschiedliche thermische Spannungen vorhanden. Die Wahl der Messpunktposition ist bewusst im Bereich des Zwischenraumes der jeweiligen Stufen gewählt worden. Hier kann der Innendruck \approx konst. angenommen werden. Des Weiteren besitzt dieser Bereich keine komplexe Geometrie. Die Auswertung der Messpunkte wurde für beide Ersatzmodellierungen durchgeführt (Tabelle 6-5 und Tabelle 6-6).



Bild 6-73 Messpunkte, obere Gehäusehälfte

Tabelle 6-5 Ergebnisse, Ersatzmodellierung I

	T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$		T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$		T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$		T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$
P27	266,36	105,4	10,7	P28	261,007	87,8	21,0	P22	250,799	69,1	40,7	P23	226,297	115,6	88,0
P25	269	-105,1	0,5	P26	269	-160,7	-9,8	P21	269	-225,5	-29,5	P24	269	-258	-76,8
ΔT	2,636			ΔT	7,993			ΔT	18,201			ΔT	42,703		
σ_P	5,6			σ_P	5,6			σ_P	5,6			σ_P	5,6		
σ_T	5,1			σ_T	15,4			σ_T	35,1			σ_T	82,4		

Tabelle 6-6 Ergebnisse, Ersatzmodellierung II

	T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$		T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$		T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$		T	σ_{gemessen}	$\sigma_{\text{analytisch}}$
P27	264,43	63	14,4	P28	261,288	9,3	20,5	P22	251,045	2,6	40,3	P23	227,876	10,6	85,0
P25	269	-6,3	-3,2	P26	269	-56,7	-9,3	P21	269	-102,5	-29,1	P24	269	-149,1	-73,8
ΔT	4,571			ΔT	7,712			ΔT	17,955			ΔT	41,124		
σ_P	5,6			σ_P	5,6			σ_P	5,6			σ_P	5,6		
σ_T	8,8			σ_T	14,9			σ_T	34,7			σ_T	79,4		

Anhand der Ergebnisse (Tabelle 6-5 und Tabelle 6-6) zeigt sich eindeutig, dass eine analytische Herangehensweise mit den Gleichungen [6.3] und [6.4] für einen derartigen komplexen Anwendungsfall nicht sinnvoll ist. Die starke Abweichung wird durch zahlreiche Einflussfaktoren hervorgerufen. Diese Fehlerquellen sind die komplexe Geometrie und die Nichtlinearität der Temperatur- bzw. Druckbelastung. Wenngleich die Druckbelastung im Bereich der Messpunkte \approx konst. ist, trifft das nicht auf das gesamte Gehäuse zu.

7 Presssitz

In diesem Kapitel soll die Presssitzverbindung der Diffusoren im Einlaufkasten betrachtet werden (2.5.3 Presssitz der Diffusoren). Bei der betrachteten Turbine befinden sich drei Diffusoren (Pos 1, Bild 7-1) im Einlaufkasten (Pos 2, Bild 7-1).

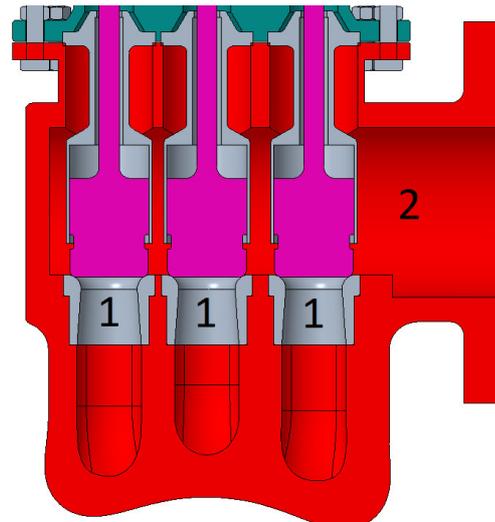


Bild 7-1 Einlaufkasten

7.1 Modellvorbereitung

Kontaktberechnungen von durchdringenden Bauteilen erfordern aufwändige Berechnungen und somit lange Rechenzeiten. Zusätzlich erschwerend kommt hinzu, dass es sich nicht um plane Kontaktflächen handelt, sondern um zylindrische Mantelflächen. Dies erschwert es **Creo Simulate** zusätzlich, Konvergenzen zu finden. Deshalb musste zunächst die Simplifizierung des Modells das Ziel sein.

Der erste Ansatz dafür war die Reduzierung des Einlaufkastens, jedoch mit dem Einbau aller drei Diffusoren (Bild 7-2). Davon wurde abgesehen, da der restliche Teil des Einlaufkastens keine Wechselwirkung auf die Pressverbindung hat und seine Berechnung damit überflüssig wird.



Bild 7-2 Ersatzmodell, erster Ansatz

Der zweite Ansatz war, sich auf das Wesentliche zu fokussieren, die Pressverbindung. Hierfür wurde nur der Kontakt zwischen einem Diffusor und einer Ummantelung betrachtet (Bild 7-3). Die Ummantelung ersetzt den Einlaufkasten und ist als zylindrisches Teil ausgeführt. Auch bei diesem Ansatz wurde für die ersten Simulationen eine enorme Rechenzeit ($T > 10h$) aufgewandt, obwohl noch keine Netzverfeinerungen vorgenommen wurden.

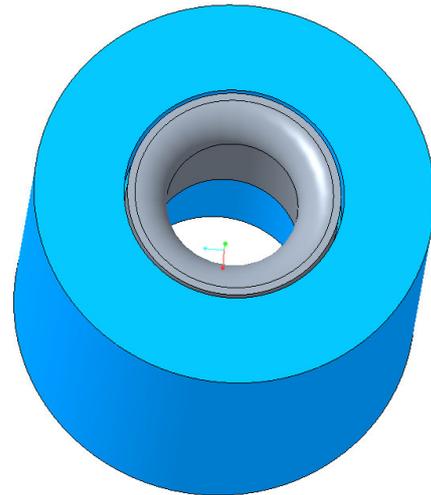


Bild 7-3 Ersatzmodell, zweiter Ansatz

Da das Ersatzmodell (Bild 7-3) rotationssymmetrisch hinsichtlich Geometrie und Belastung ist, wurde das Rechenmodell von 3D auf **2D-Achsensymmetrie** umgestellt. Hierfür wurde das Modell unter der Verwendung von der Funktion **Verbundvolumen** auf ein Viertel-Kreissegment verändert (Bild 7-4). Dies sollte für jedes Bauteil extra erfolgen, da man sonst Gefahr läuft, ein instabiles Modell zu verwenden. Im 2D Modus werden Lasten und Randbedingungen an einer Fläche definiert. Weiters ist ein Koordinatensystem notwendig, bei dem die Fläche sich vollständig im ersten Quadranten befindet.

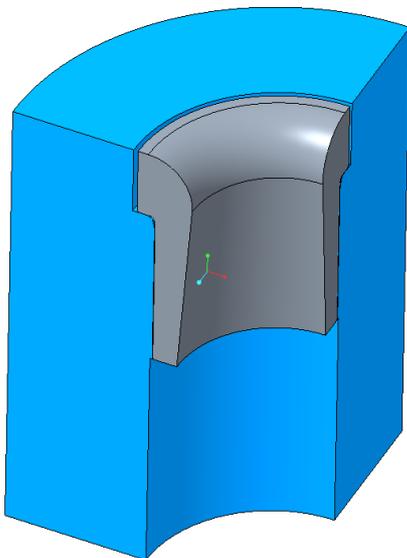


Bild 7-4 Ersatzmodell, Viertelmodell

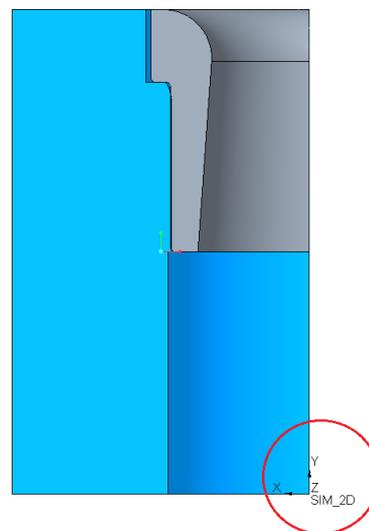


Bild 7-5 Koordinatensystem

Grundsätzlich werden Presssitzverbindungen in **Creo Simulate** so definiert, dass das tatsächliche Übermaß auch modelliert wird. Creo spricht dann von **globalen Durchdringungen**, welche, abgesehen von solchen Anwendungen, tunlichst zu vermeiden sind. Unbeabsichtigte globale Durchdringungen können Modellfehler verursachen. Um das Modell dahingehend zu prüfen, gibt es die Funktion **Globale Durchdringung**, welche alle Durchdringungen der Baugruppe ausgibt. In Bild 7-6 sieht man, dass globale Durchdringungen nur im beabsichtigten Bereich auftreten.

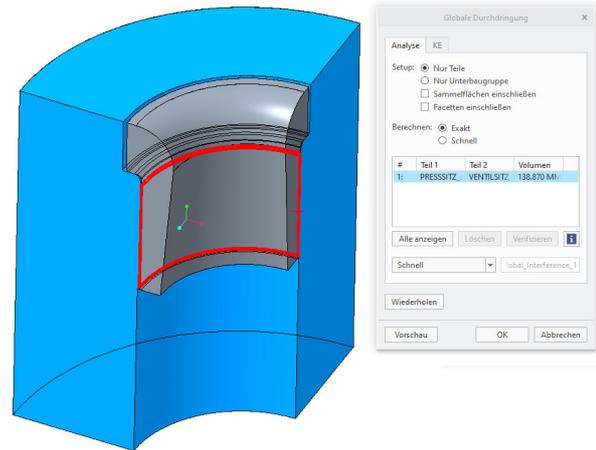


Bild 7-6 Globale Durchdringung

Das berechnete Übermaß wird für alle Anwendungsfälle nicht absolut angegeben, sondern in Promille des Nenndurchmessers. Bei der Angabe von Presspassungen lassen sich stets ein maximales Übermaß und ein minimales Übermaß bestimmen. Das arithmetische Mittel aus maximalem und minimalem Übermaß wird als mittleres Übermaß bezeichnet.

$$\text{Übermaß [\%]} = \frac{\text{mittleres Übermaß [\mu m]}}{\text{Nenndurchmesser [mm]}}$$

7.2 Modell einrichten

Mit der Verwendung von **Modell einrichten** kann vom voreingestellten 3D-Modus in den 2D-Achsensymmetrie-Modus gewechselt werden (Bild 7-7). Dafür anzugeben sind das Koordinatensystem (Bild 7-5) und die dazugehörigen Flächen. Für eine spätere Netzverfeinerung wurde im Bereich des Kontakts ein Volumenbereich eingeführt (Bild 7-8).

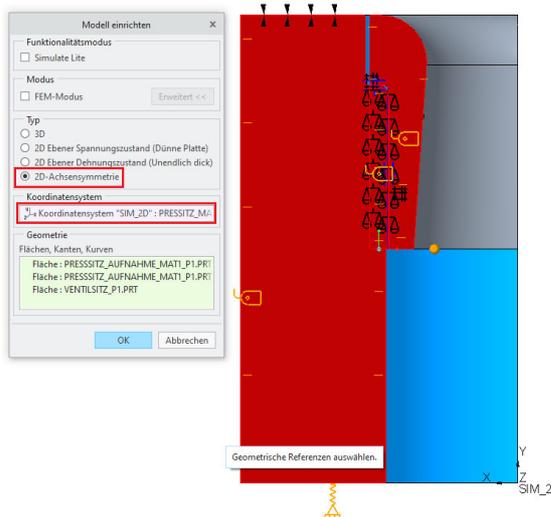


Bild 7-7 Modell einrichten

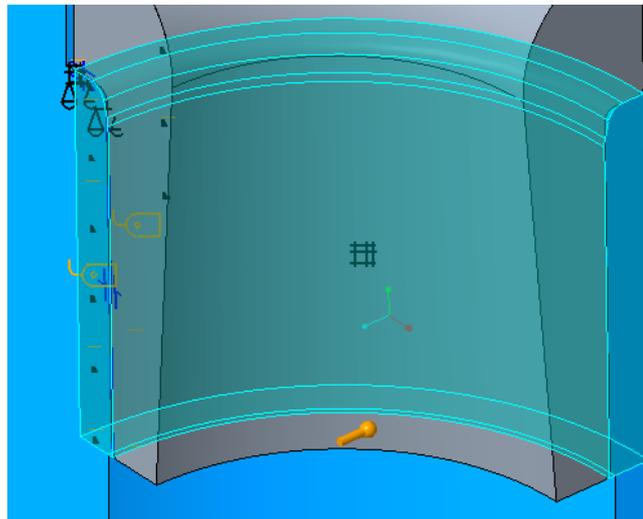


Bild 7-8 Volumenbereich

7.2.1 Strukturmechanische Schnittstelle

Für die Simulation wurden die Schnittstellen vom Typ **Kontakt** verwendet. Die Reibungseinstellungen im Kontakt sind auf **unendlich** eingestellt (Bild 7-9). Dies bedeutet, dass kein Schlupf zwischen den Kontaktflächen auftreten kann. Mit Aktivierung von **Schlupfindikatoren erzeugen** kann allerdings geprüft werden, ob Schlupf aufgetreten wäre. Ausgewertet wird der Schlupf mit einer zusätzlichen Messgröße. Diese wird von **Creo Simulate** selbstständig erstellt. Für den Schlupf ist noch die Eingabe des Haftreibungskoeffizienten notwendig. Dieser wurde mit 0,2 gewählt [4].

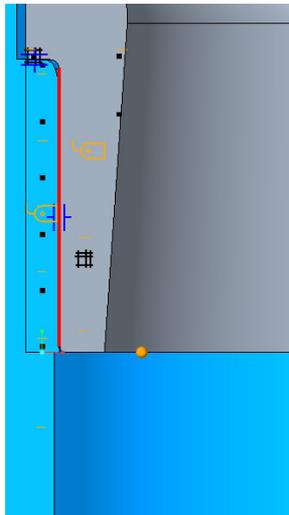


Bild 7-9 Kontaktschnittstelle

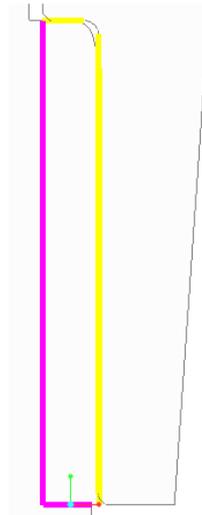
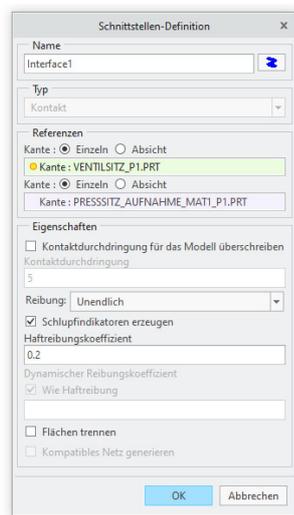
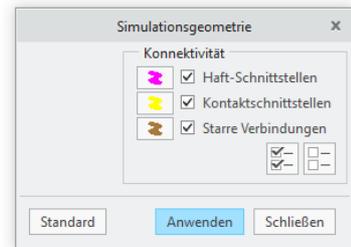


Bild 7-10 Schnittstellen im Modell



7.2.2 Thermische Schnittstellen

Die Diffusoren werden mit Heißdampf durchströmt und sind deshalb thermisch beansprucht. Wegen der Reduzierung der Baugruppe auf einen kleinen Bereich kann davon ausgegangen werden, dass keine Temperaturveränderungen auftreten, also die Baugruppe durchgewärmt ist. Somit ist eine thermische Analyse ebenso wie die damit zusammenstehende thermische Schnittstelle nicht notwendig.

7.3 Material festlegen

Die Simulation soll sich mit zwei Materialpaarungen beschäftigen. Diese sind werden in (Tabelle 7-1) gezeigt.

Tabelle 7-1 Materialpaarung

	Gehäuse	Diffusor
Materialpaarung 1	G17CrMoV5-10	X22CrMoV12-1
Materialpaarung 2	G17CrMoV5-10	NiCr20Ti (Nimonic)

Die Diffusorenwerkstoffe (H Materialeigenschaften) besitzen unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten, wodurch sich bei Betriebstemperatur unterschiedliche Dehnungen und damit Kontaktdrücke ergeben.

Wie unter 7.2.2 Thermische Schnittstellen beschrieben, ist entlang der gesamten Geometrie des Bauteils mit keiner Temperaturänderung zu rechnen. Somit wären auch temperaturabhängige Stoffwerte obsolet. Die Kennwerte werden jedoch für die Temperatur von 400°C angegeben.

7.4 Randbedingungen setzen

Die Randbedingungen wurden so gewählt, dass die Eintrittsfläche als Nulllage für die y-Achse dient. Definiert werden Randbedingungen im 2D-Modell nicht mit Flächen, sondern mit Kanten. Die Eintrittskante darf sich in x-Richtung frei bewegen (Bild 7-11).

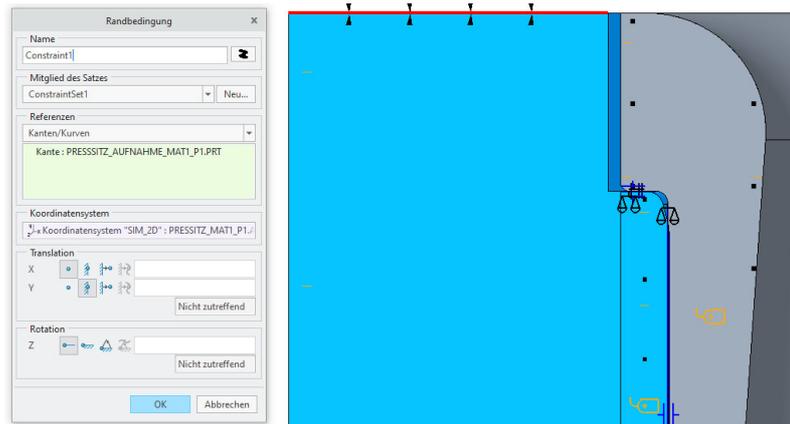


Bild 7-11 Randbedingung Eintrittskante

Um das Modell vollständig hinsichtlich der Freiheitsgrade zu definieren, wird auf Höhe der Unterkante beim Schnittpunkt mit der Symmetrieachse eine Feder (Spring1) verwendet (Bild 7-12). Diese wird durch eine **gewichtete Verbindung** an der Kante angebracht (Bild 7-13). Bei der Einstellung der Feder wurde **zu Basis** verwendet. Dies bedeutet, die Feder bezieht sich auf das Koordinatensystem. Als Federsteifigkeit wird der E-Modul angegeben (Bild 7-14). Würde man eine feste Einspannung als Randbedingung verwenden, entspräche das nicht den realen Bedingungen, da sich die Bauteile (Einlaufkasten, Diffusor) ausdehnen können.

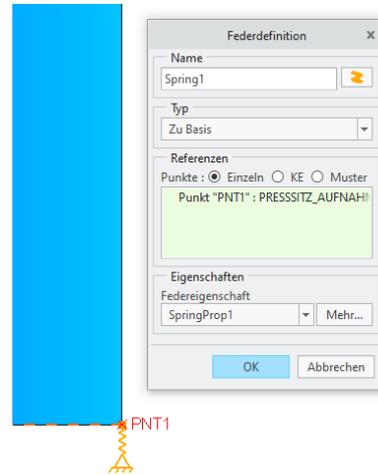


Bild 7-12 Feder

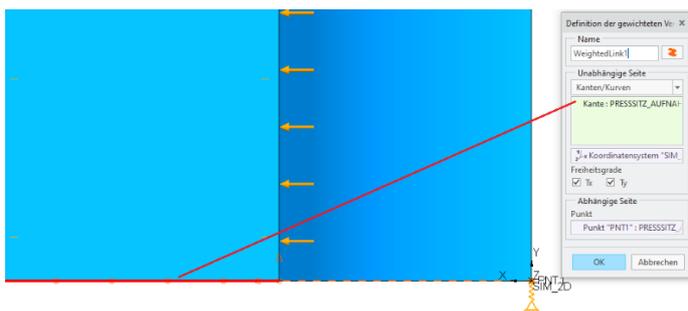


Bild 7-13 Gewichtete Verbindung

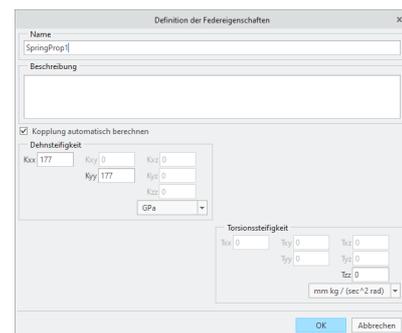


Bild 7-14 Federsteifigkeit

7.5 Lasten festlegen

Der Bereich des Diffusors wird durch den Frischdampfdruck und die Frischdampf Temperatur belastet.

7.5.1 Druckbelastung

Die Druckbelastung entspricht dem Frischdampfdruck von 40bar (Bild 7-15). Bei der Durchströmung der Diffusoren ergeben sich in der Realität Druckveränderungen. Diese werden hier nicht berücksichtigt.

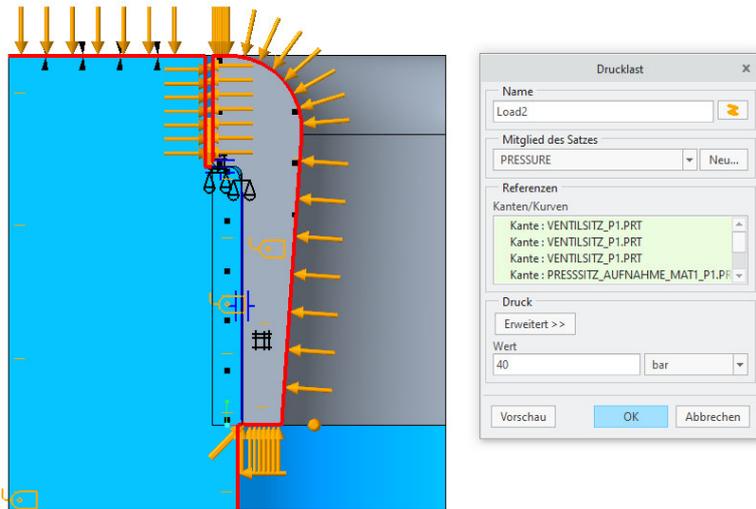


Bild 7-15 Druckbelastung

7.5.2 Temperaturlast

In **Creo Simulate** gibt es auch Temperaturlasten, welche im strukturmechanischen Modus verwendet werden können, ohne dass eine thermische Analyse davor stattfinden muss. Jedoch ist es nur möglich, konstante oder lineare Temperaturverläufe anzugeben. Für das Modell wird eine konstante Temperatur von 400°C (Frischdampf Temperatur) für beide Komponenten festgelegt (Bild 7-16).

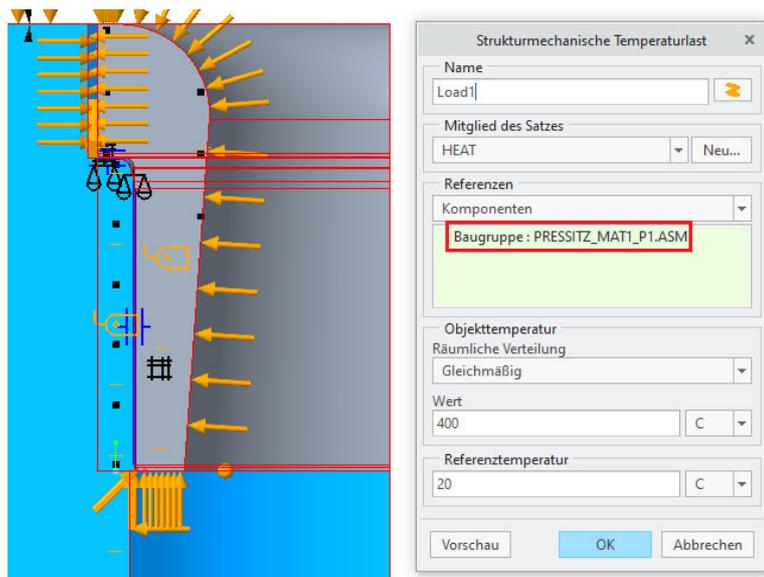


Bild 7-16 Temperaturlast

7.6 Netzverfeinerung

Die Netzverfeinerung wurde vor allem im Bereich der Kontaktfläche vorgenommen. Die ersten Analysen ergaben auch hohe Spannungsgradienten über den gesamten Diffusor. Deshalb ist die maximale Elementgröße in diesem Gebiet mit 0,2 mm sehr fein gewählt. Der restliche Teil des Diffusors ist mit einer maximalen Elementgröße von 2mm versehen. Der Übergang dieser Bereiche wird in Bild 7-17 anhand einer Detailansicht an der Schulter des Diffusors dargestellt

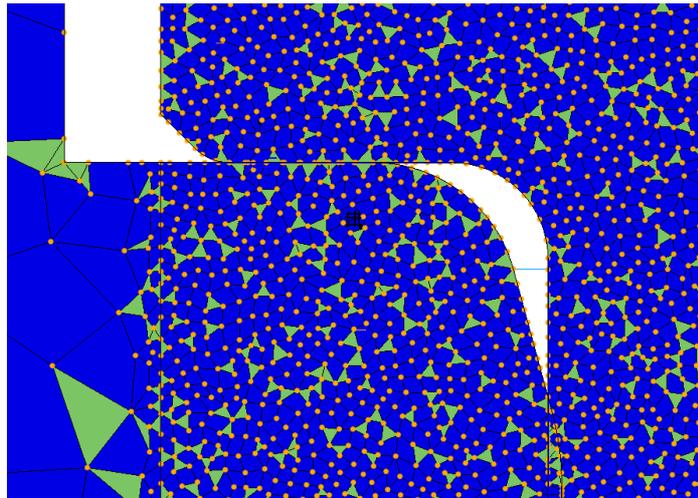


Bild 7-17 Detail der Vernetzung im Bereich der Diffusorschulter

7.7 Analyseeinstellungen

Die verwendete Analyseverfahren sowie die Konvergenzverfahren unterscheiden sich nicht zur Schaufelfußverbindung oder Gehäuseberechnung (5.7.2 Strukturmechanische Analyse). Es wurde ebenfalls eine statische Analyse mit **adaptiver Einschnitt-Konvergenz** und gestufter Lastaufbringung benutzt. Der Unterschied liegt in der Aktivierung der Funktion **Presseinsparung** (Bild 7-18). Werden Flächen als Kontaktschnittstellen definiert, welche einander nicht berühren bzw. vom **Creo Simulate** als Durchdringung angesehen werden, muss ein Grenzwert angegeben werden. Bis zu diesem Grenzwert werden überlappende Kontaktflächen als Kontakt angesehen und damit für die Berechnung herangezogen. Wäre die Durchdringung größer als 1 mm, würde dieser Kontakt nicht berücksichtigt werden. Durch die Existenz dieses Grenzwerts kann vermieden werden, dass z.B. Durchdringungen bei Gewindedarstellungen als Kontakt angesehen werden.

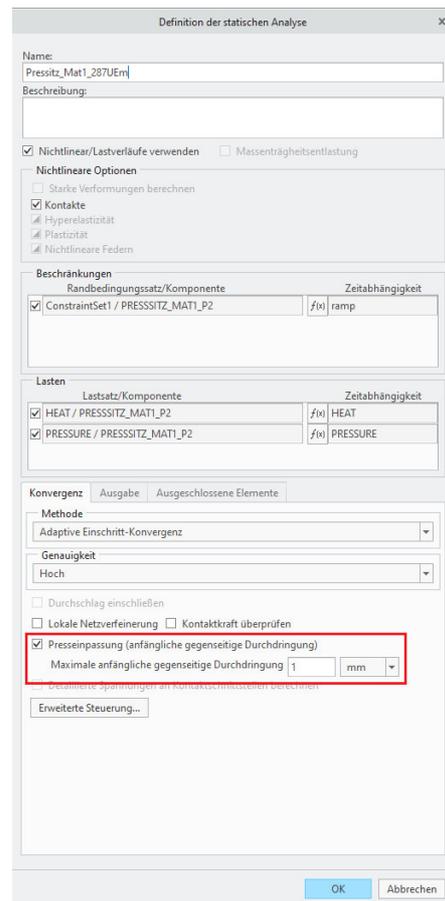


Bild 7-18 Analyseeinstellung

Bei den Lasten wurde die Temperatur vor dem Druck aufgebracht. Beide erreichen innerhalb von 4 Zeitschritten ihren definierten Wert (Bild 7-19, Bild 7-20).

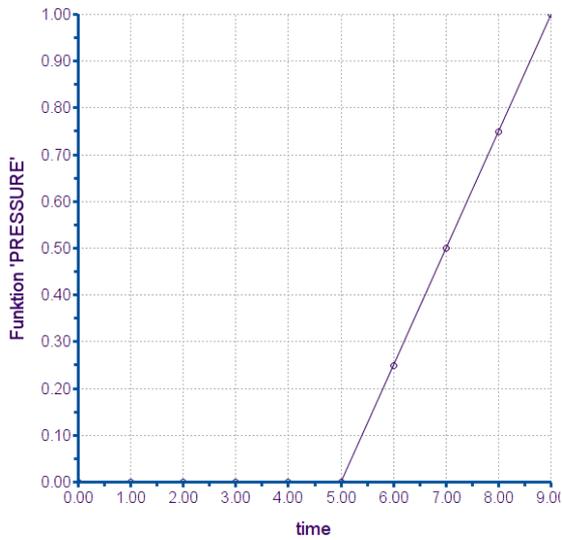


Bild 7-19 Lastaufbringung Druck

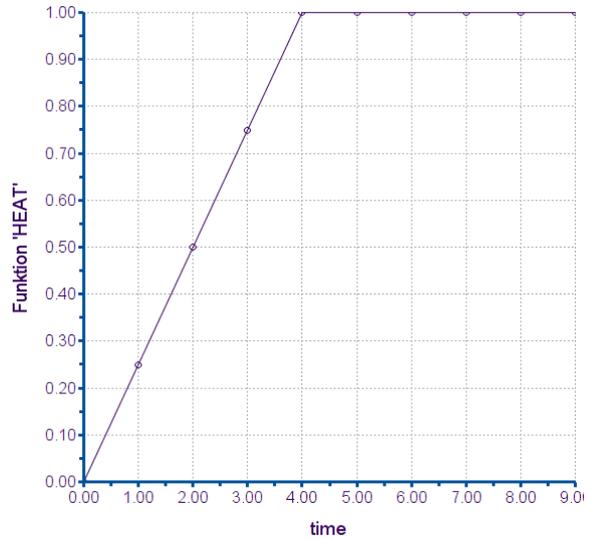


Bild 7-20 Lastaufbringung Temperatur

7.8 Ergebnisse

Die Simulation wurde für zwei Materialpaarungen durchgeführt (7.3 Material festlegen). Als Übermaß wurden $287\mu\text{m}$ berechnet. Dies entspricht einem Übermaß, bezogen auf den Nenndurchmesser, von 5,13 Promille und orientiert sich damit an dem in der Industrie gängigen Wert von 5 Promille. Des Weiteren entsprechen die $287\mu\text{m}$ dem mittleren Übermaß einer V6/z6 Passung (7.1 Modellvorbereitung).

Tabelle 7-2 Materialpaarung

	Gehäuse	Wärmeausdehnungskoeffizient	Diffusor	Wärmeausdehnungskoeffizient
Materialpaarung 1	G17CrMoV5-10	1,24E-05	X22CrMoV12-1	1,02E-05
Materialpaarung 2	G17CrMoV5-10	1,24E-05	NiCr20Ti (Nimonic)	1,17E-05

7.8.1 Verschiebung

Die Verschiebung [mm] ist in x-Richtung (radial) ausgewertet, da dies als kritische Größe für ein Abheben der Bauteile voneinander ist. Die Ergebnisse sind für beide Materialpaarungen mit einer visualisierten Verformung von 20% skaliert.

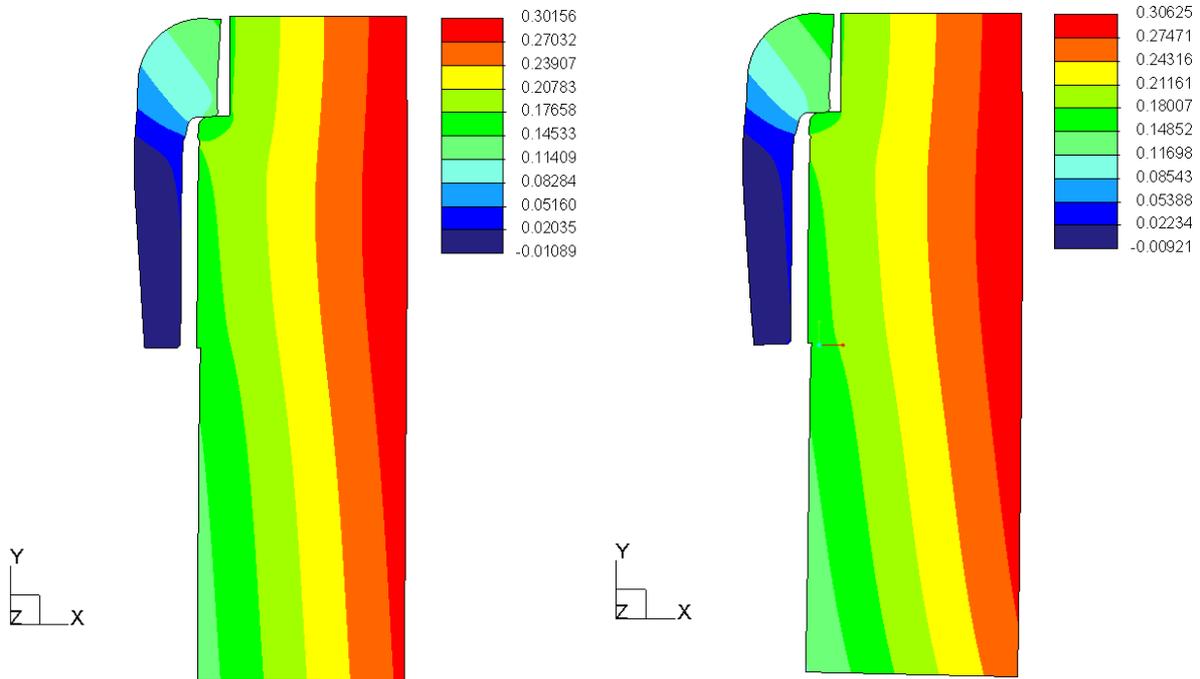


Bild 7-21 Verschiebung [mm] Materialpaarung 1 - Skalierung 20% Bild 7-22 Verschiebung [mm] Materialpaarung 2 - Skalierung 20%

Die Verschiebung ist vor allem im Bereich der Kontaktflächen relevant. Hier kann eine geringere Divergenz der Bauteile zwischen den Materialpaarungen beobachtet werden. Ursächlich dafür sind die ähnlicheren Wärmeausdehnungskoeffizienten der Materialien. Dies wird durch eine Adaptierung des Farbbereichs in Richtung der vorherrschenden Größen am Diffusor besser erkenntlich (Bild 7-23, Bild 7-24).

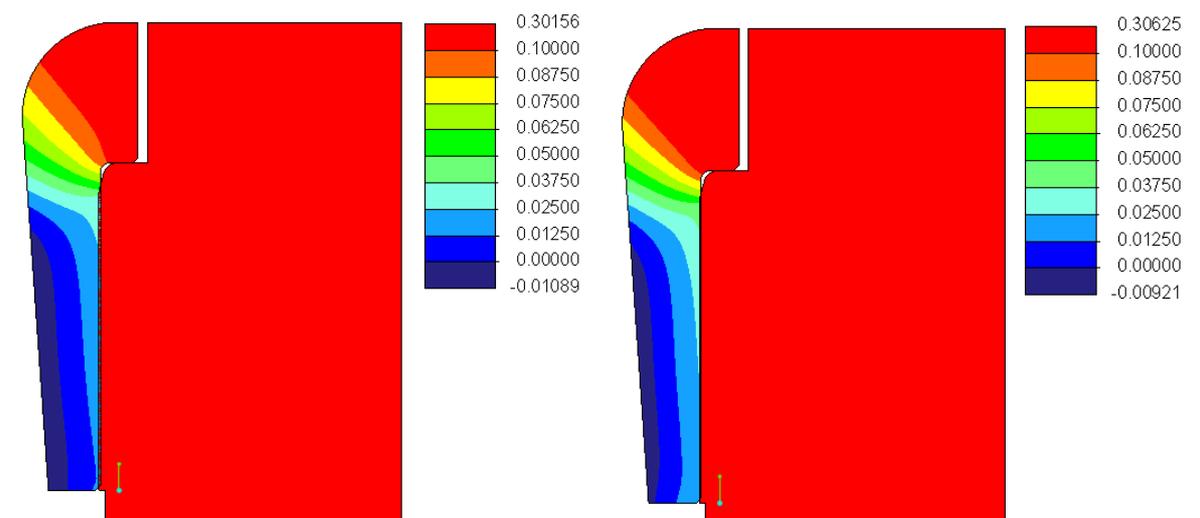


Bild 7-23 Verschiebung [mm] Detail Diffusor, Materialpaarung 1 Bild 7-24 Verschiebung [mm] Detail Diffusor, Materialpaarung 2

7.8.2 Mises-Vergleichsspannung

Die Mises-Vergleichsspannung [MPa] für beide Materialpaarungen

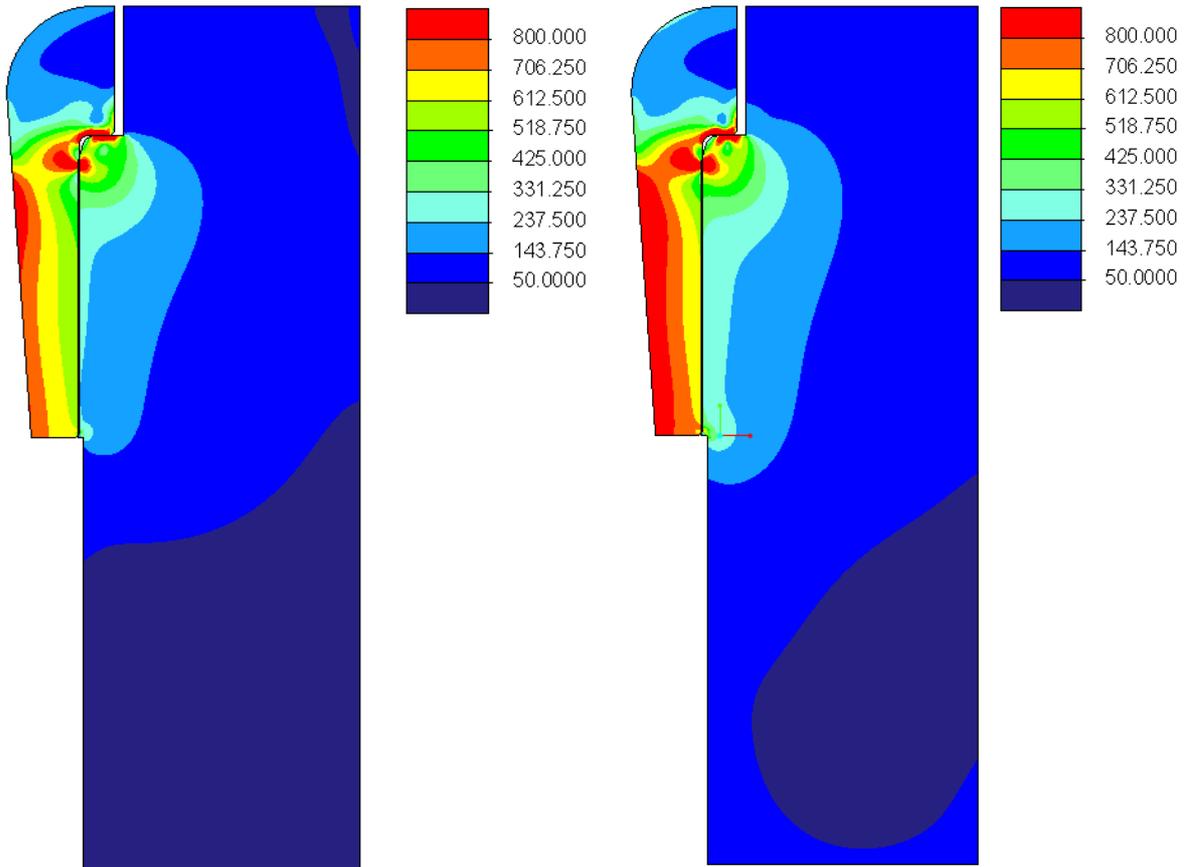


Bild 7-25 Spannung [MPa] Materialpaarung 1

Bild 7-26 Spannung [MPa] Materialpaarung 2

Bei den Vergleichsspannungen ergibt sich ein stimmiges Ergebnis mit Rückblick auf die Verschiebung. Aufgrund der ausgeprägteren Verschiebung der Materialpaarung 1 löst sich die interne „Verspannung“.

7.8.3 Kontaktdruck

Der Kontaktdruck wird anhand eines Graphen entlang der Kontaktkante dargestellt. Die Abszisse zählt positiv in Richtung der y-Achse des verwendeten Koordinatensystems (Bild 7-5). Der Ursprung liegt an der unteren Kante des Diffusors.

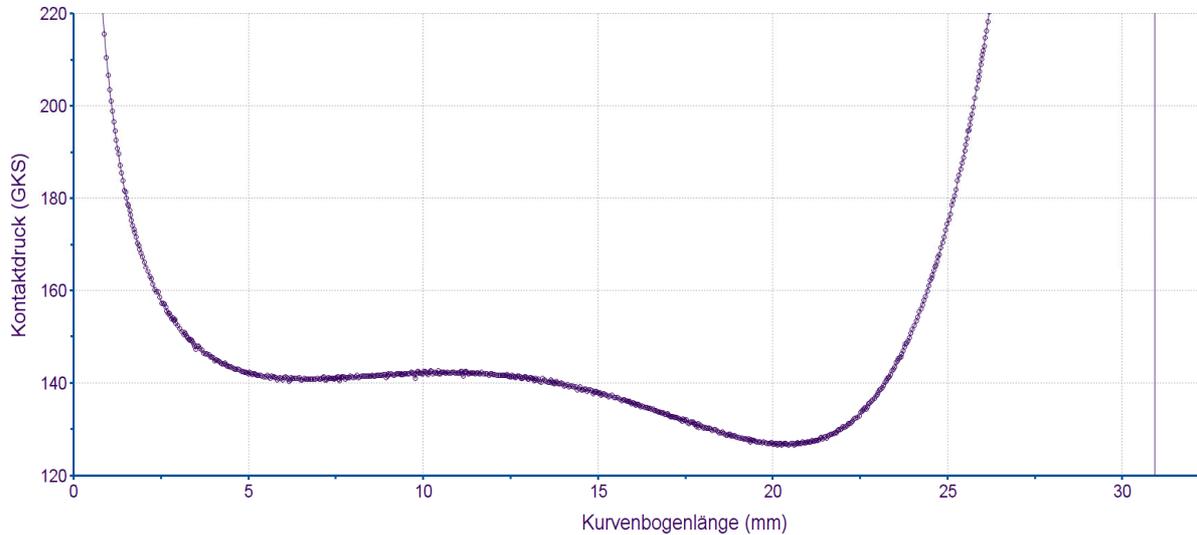


Bild 7-27 Kontaktdruck [MPa] Materialpaarung 1

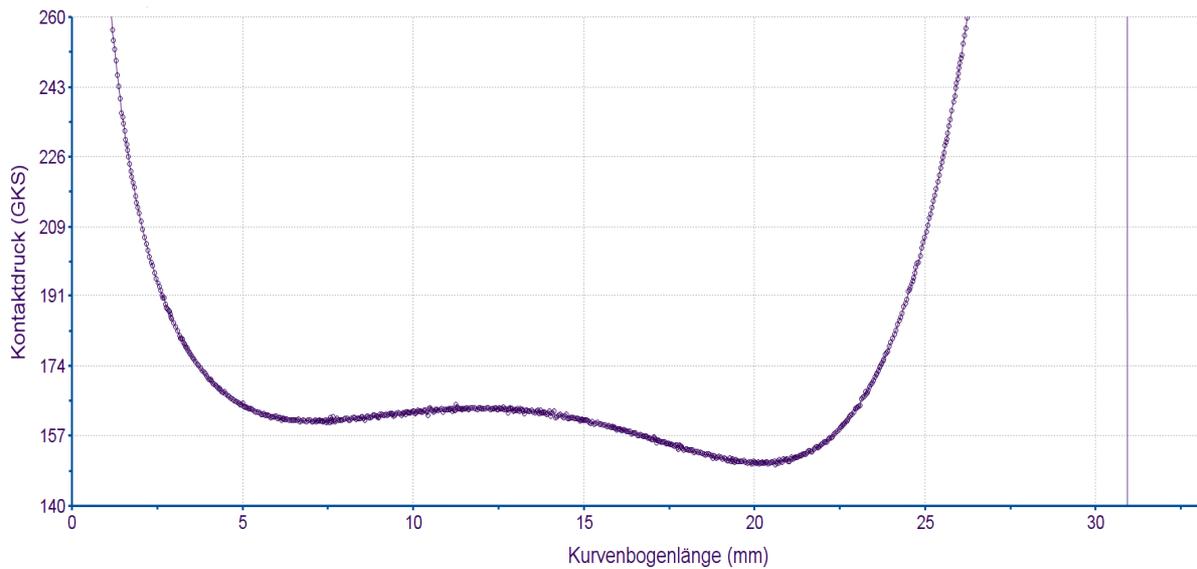


Bild 7-28 Kontaktdruck [MPa] Materialpaarung 2

Der Kontaktdruck weist den gleichen Trend wie die Vergleichsspannung auf. Hier ist festzustellen, dass für das berechnete Übermaß bei beiden Fällen keine Gefahr der Lockerung besteht. Die Spannungsspitzen am Beginn und am Ende der Kontaktflächen lassen sich durch das dortige Eindringen der Bauteile zueinander erklären.

7.9 Validierung der Ergebnisse

Die Validierung der Analyseergebnisse von **Creo Simulate** erfolgt durch die Presssitzberechnung nach DIN 7190 (J Validierung Presssitz). Für die Normberechnung konnten nicht die simulierten Materialien verwendet werden, da diese nicht in der Materialbibliothek des Programmes verfügbar sind. Deshalb wurde die Materialpaarung von GJL250/E295 mit einem mittleren Übermaß von $35\mu\text{m}$ (0,63 Promille des Nenndurchmessers) verwendet. Das Übermaß entspricht der Passung H7/r6.

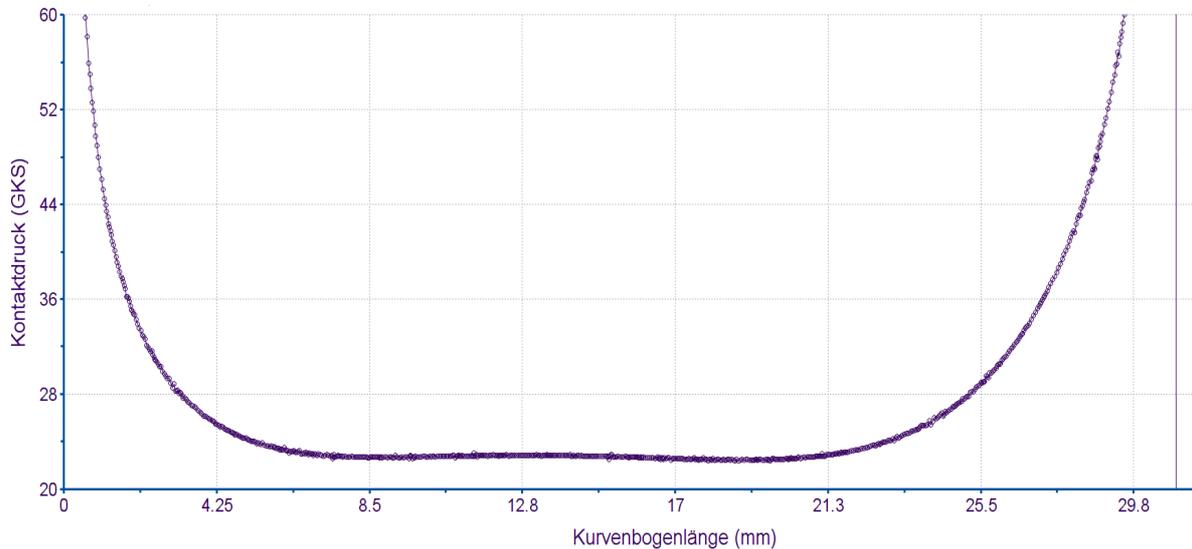


Bild 7-29 Kontaktdruck [MPa], mittleres Übermaß $35\mu\text{m}$

Laut Berechnung nach Din 7190 ergibt sich für die verwendeten Parameter eine mittlere Pressung im Betrieb von $p = 36\text{ MPa}$. Die Grenzwerte sind dabei 48 bzw. 24 MPa. Es ist davon auszugehen, dass sich der Kontaktdruckverlauf ähnlich zu dem Simulationsergebnis (Bild 7-29) verhält. Damit würde der unter Grenzwert der Normberechnung von 24 MPa sehr gut mit dem über weite Strecken vorhandenen Kontaktdruck der Simulation von $\approx 23\text{ MPa}$ (Bild 7-29) übereinstimmen. Die Spitzen an den Rändern der Kontaktfläche sind in der Realität mit Sicherheit nicht so stark ausgeprägt, wie es das Simulationsergebnis vermuten lässt.

8 Ventulumströmung

In diesem Kapitel soll ein kurzer Überblick zur CFD-Berechnung der Ventulumströmung erfolgen. Aufgrund des Anwendungsfalles unterscheidet sich dieses Kapitel damit grundsätzlich von den davor behandelten FEM-Berechnungen. **Creo** bietet seit der Version 5.0 mit **Creo Flow Analyses** die Erweiterung, um strömungstechnische Aufgaben zu bearbeiten. Zum Zeitpunkt der Erstellung der Arbeit ist diese Erweiterung noch sehr neu. Deshalb wird nur auf die Anwendung der Ventulumströmung Bezug genommen. Des Weiteren wird auf die Berechnungsabläufe selbst sowie etwaige zusätzliche Möglichkeiten nicht bzw. nicht in vollem Ausmaß eingegangen.

8.1 Vorgehensweise

Die Vorgehensweise bei **Creo Flow Analyses** unterscheidet sich maßgeblich von **Creo Simulate**. Für die Durchführung eines Projektes kann grundsätzlich in vier Bereiche unterteilt werden – Physik, Domäne, Randbedingungen und Ergebnisse (Bild 8-1).

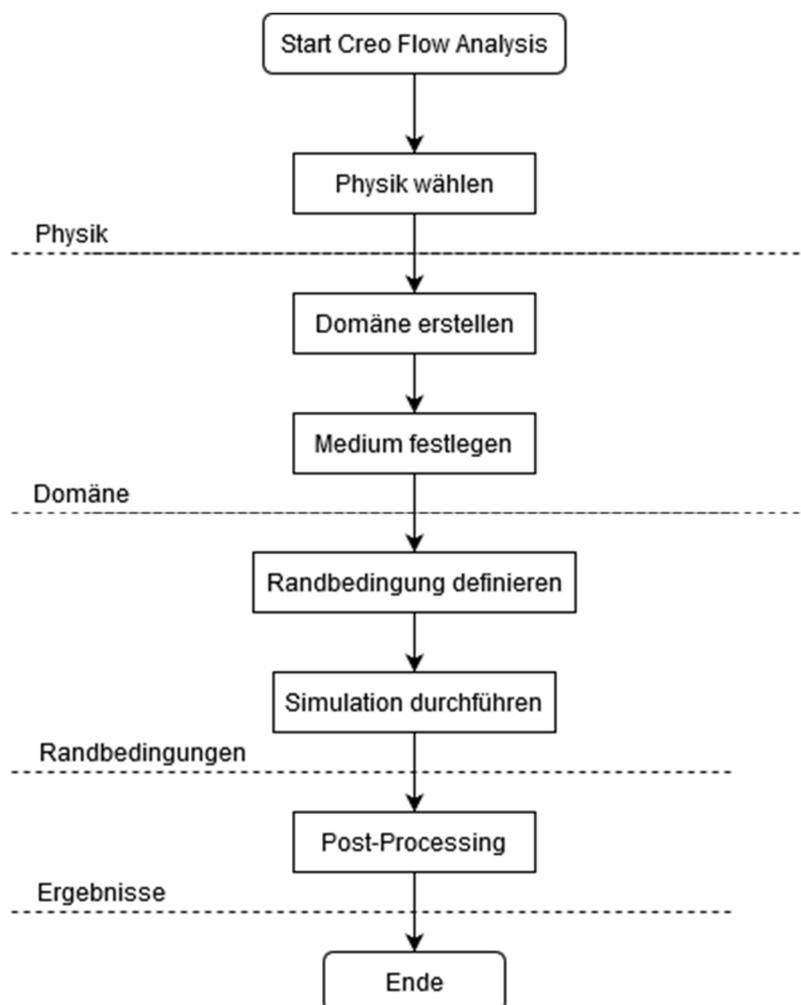


Bild 8-1 Vorgehensweise

Die vier Bereiche (Bild 8-1) werden anhand der Ventulumströmung erklärt.

8.2 Einströmkasten

Der Einströmkasten (Pos 4 - Bild 8-2) ist das Bauteil, bei dem der Frischdampf einströmt und anschließend bei der betrachteten Maschine mit Hilfe der drei Regelventile (Pos 1, 2, 3 – Bild 8-2) verteilt wird. Für die strömungstechnische Analyse sollen drei Regelventilstellungen untersucht werden (Tabelle 8-1). Die tatsächliche Schließfolge für die Teillast ist nicht bekannt, somit repräsentieren die begutachteten Ventilstellungen keinen bestimmten Betriebspunkt.

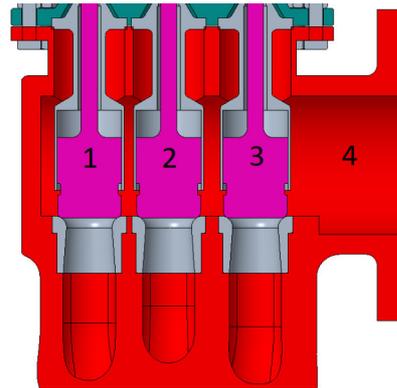


Bild 8-2 Einströmkasten

Tabelle 8-1 Ventilstellungen

	Ventil 1	Ventil 2	Ventil 3
Ventilstellung 1	max. geöffnet	max. geöffnet	max. geöffnet
Ventilstellung 2	max. geöffnet	geschlossen	max. geöffnet
Ventilstellung 3	geschlossen	min. geöffnet	geschlossen

Die vier Bereiche der Vorgehensweise (Bild 8-1 **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) werden für die Ventilstellung 1 im Folgenden dargestellt.

8.3 Modellvorbereitung

Eine Modellvorbereitung ist prinzipiell für die Nutzung von **Creo Flow Analysis** nicht notwendig, jedoch wurde am Auslass der Einströmkanäle eine Umrandung modelliert (weiße Kontur, Bild 8-3). Der Grund dafür liegt in der Auslassrandbedingung (8.7 Randbedingung).

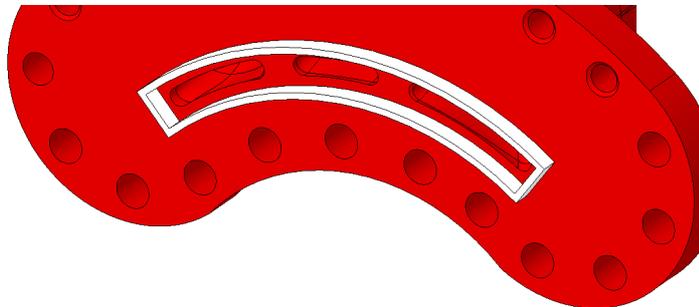


Bild 8-3 Umrandung

Nachdem die Umrandung modelliert ist, kann Creo Flow Analysis gestartet werden (Bild 8-4)



Bild 8-4 Start Creo Flow Analysis

Anschließend muss ein **Neues Projekt** geöffnet werden (Bild 8-5).



Bild 8-5 Neues Projekt

8.4 Physik

Die Auswahl der Physik hängt mit dem betrachteten Anwendungsfall zusammen. Definiert wird sie unter **Physik Modul** (Bild 8-6).



Bild 8-6 Physik Modul

Die verwendete Version von **Creo Flow Analysis** entspricht nicht der Vollversion. Diese beinhaltet noch weitere physikalische Module [2]. Für die Simulation der Ventulumströmung werden **Turbulence** und **Streamline** verwendet. Das Modul **Streamline** dient zur Visualisierung der Stromlinienergebnisse. Mit dem Modul **Heat** können Wärmeübergänge betrachtet werden (Kühlung von Wärmetauschern). Das Modul **Species** bildet Mehrphasenströmungen ab. Die Funktion **Particle** dient wie **Streamline** der Ergebnisvisualisierung.

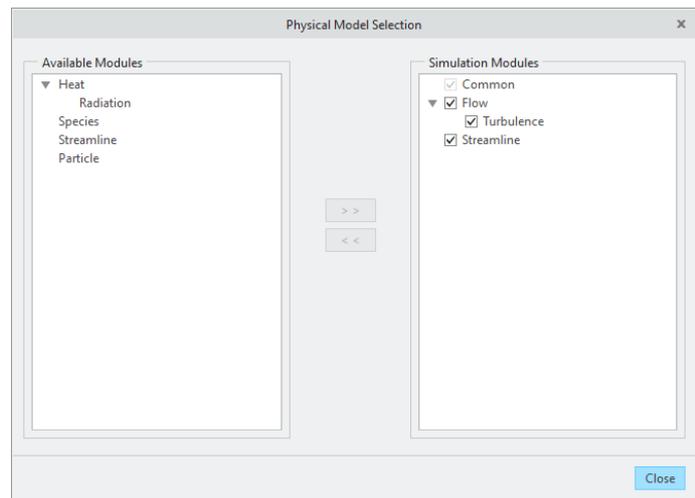


Bild 8-7 Physik Auswahlmöglichkeiten

8.5 Domäne

Unter der Domäne versteht Creo Flow Analysis prinzipiell den Bereich, welcher für die Strömungsberechnung relevant ist. In einer einfachen Rohrströmung wäre die Domäne das Volumen, welches vom Medium durchströmt wird. Für die Domäne gibt es drei Hauptgruppen:

- **Intern:** Strömungen in einem abgeschlossenen Bereich mit Ein- und Austritt, z.B. Rohr.
- **Extern:** zu untersuchendes Objekt bewegt sich durch unendlich großen Bereich des Mediums, z.B. Flugzeug
- **Beide:** kombinierte Situation aus **Intern** und **Extern**, z.B. Strömungszustände Autokühler

Die Ventulumströmung ist gemäß dieser Hauptgruppen klar **Intern** zuzuordnen und wird unter **Domäne für Flüssigkeiten erstellen** definiert (Bild 8-8).



Bild 8-8 Domäne für Flüssigkeiten

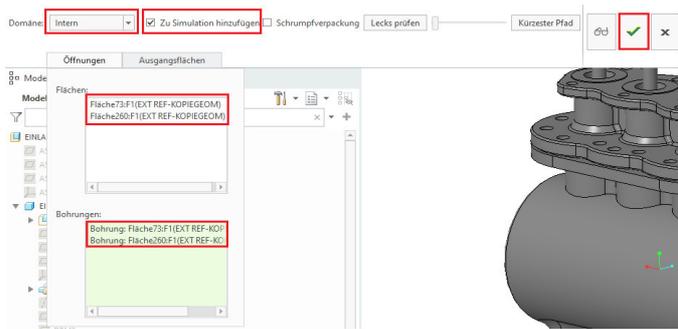


Bild 8-9 Domäne erstellen

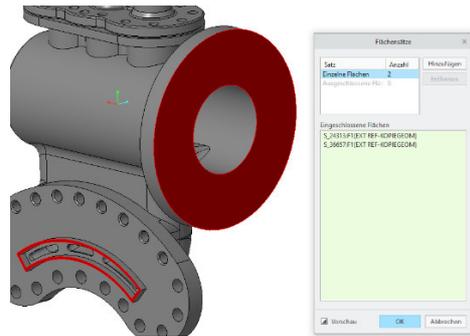


Bild 8-10 Domäne, Öffnungen

Für die Domäne müssen zwei Öffnungen definiert werden (Bild 8-10). Diese scheinen unter **Flächen** auf (Bild 8-9). Sind alle gewünschten Einstellungen vorhanden (**Internal, Zur Simulation hinzufügen**), können diese mit dem grünen Haken bestätigt werden.

Die erzeugte Domäne (Bild 8-11) kann durch das Ausblenden des umschließenden CAD-Modells (**CAD-Körper**, Bild 8-8) sichtbar gemacht werden, um auf Fehler geprüft zu werden.

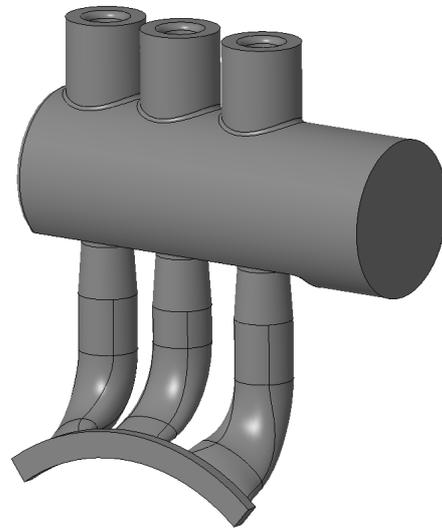


Bild 8-11 Domäne, Ventulumströmung

8.5.1 Netzeinstellungen

Bei den Netzeinstellungen wurden grundsätzlich die voreingestellten Werte verwendet (Bild 8-12). Nur die Werte für die maximale bzw. minimale Zellgrößen sind verändert worden. Im Falle der maximalen Zellgröße ist der Default-Wert halbiert worden. Die minimale Zellgröße ist ausgehend vom Default-Wert um eine Zehnerpotenz kleiner.

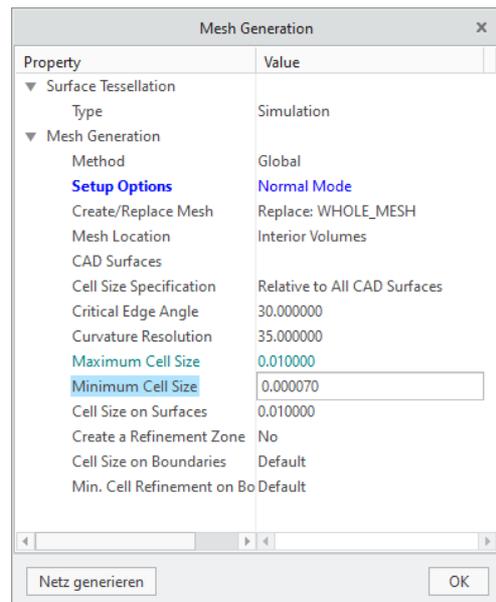


Bild 8-12 Netzeinstellungen

8.6 Medium festlegen

Die Wahl des Mediums kann erst nach Erstellen der Flüssigkeitsdomäne erfolgen (Bild 8-13).



Bild 8-13 Materialien

Im betrachteten Fall ist das Medium überhitzter Dampf (Bild 8-14). Dieser kann unter der Berücksichtigung eines Realgasfaktors mit der idealen Gasgleichung beschrieben werden (8.6.1 Realgasfaktor).

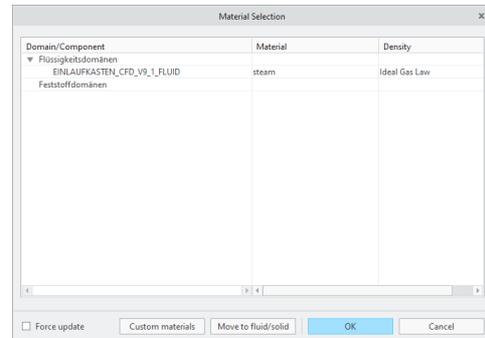


Bild 8-14 Medium festlegen

8.6.1 Realgasfaktor

Mit dem Realgasfaktor Z wird die ideale Gasgleichung adaptiert, um damit Realgase berechnen zu können.

$$Z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} \quad \text{Gl. 9.1}$$

Wobei:

- p ..Druck [Pa]
- v ..spezifisches Volumen [kg/m^3]
- T ..Temperatur [K]
- R ..Gaskonstante für Dampf [J/kgK]

Die Gaskonstante für Dampf kann mit Hilfe der allgemeinen Gaskonstante $R_m = 8,3143 \text{ kJ}/\text{kmolK}$ und der molaren Masse des Dampfes $M = 18 \text{ kmol}/\text{kg}$ berechnet werden:

$$R = \frac{R_m}{M} \quad \text{Gl. 9.2}$$

Der Realgasfaktor wird für die Berechnung im erwarteten Druckbereich von 40 bar bis 25 bar anhand einer isentropen Zustandsänderung dargestellt (Bild 8-15). Für die Berechnung wurde der Mittelwert von $Z = 0,95$ verwendet.

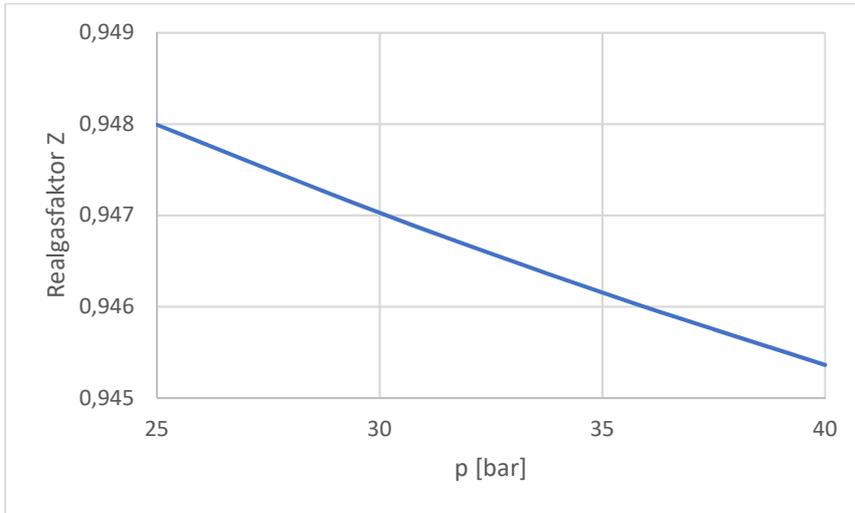
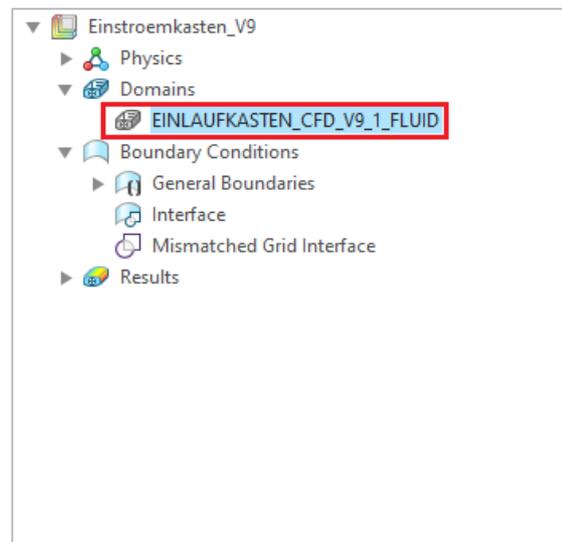


Bild 8-15 Realgasfaktor, isentrope Zustandsänderung

Die zuvor ermittelten Kennwerte werden für Creo Flow Analysis in der Flüssigkeitsdomäne eingegeben (Bild 8-16). Auch die Temperatur wurde für die Frischdampf­temperatur von $T_{\text{ein}} = 400^{\circ}\text{C} = 673,15\text{K}$ angepasst.

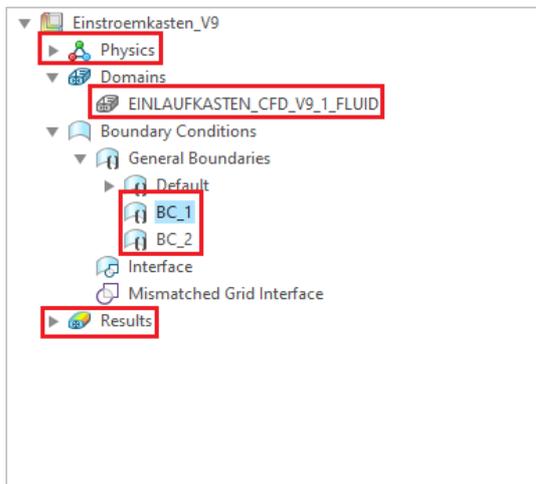


Property	Value
Common	
Density	Ideal Gas Law
Minimum Pressure	0.100000
Molecular Weight	18.000000
Compression Factor	0.946636
Temperature	673.15 K
Porosity	No
Common Output	
Volume Remesh	No
Flow	
Turbulence	

Bild 8-16 Eingabe Domäne

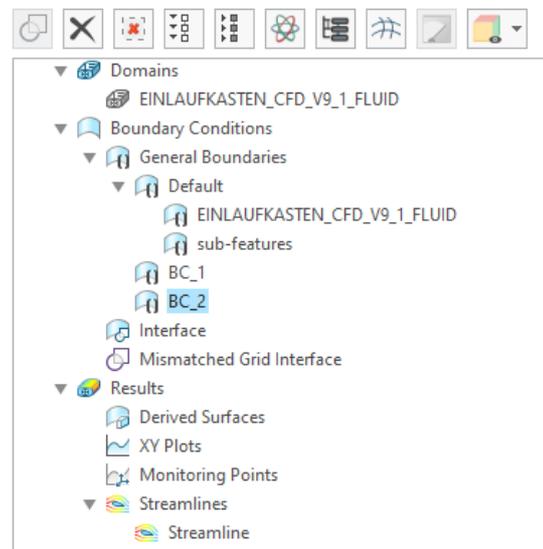
8.7 Randbedingung

Die Einstellungen der Randbedingungen wird im Modellbaum durchgeführt. Hier scheinen wieder die vier Bereiche (8.1 Vorgehensweise) auf. Für die Eintrittsrandbedingung wird der Frischdampfdruck von $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$ gewählt (Bild 8-17). Zur Verwendung der **Streamlines** müssen diese freigegeben werden. Unter **Number of Particles** wird die Anzahl der Strömungslinien im Ergebnis festgelegt. Für die Austrittsrandbedingung wird der Massenstrom $\dot{m} = 1.51 \text{ kg/s}$ angegeben (Bild 8-18).



Property	Value
Flow	Specified Pressure Inlet
Pressure	4000000 Pa
Velocity Profile	Fully Developed
Output	Default
Turbulence	Specified Values
Streamline	Open
Release Particle	Yes
Direction	Forward
Random Release	Yes
Number of Particles	100
Release Position	Face Center
Output	Default

Bild 8-17 Eintrittsrandbedingung



Property	Value
Flow	Specified Mass Flux
Flow Direction	Outflow
Mass Flux	1.51 kg/s
Velocity Profile	Fully Developed
Output	Default
Turbulence	Outlet
Streamline	Open
Release Particle	No
Output	Default

Bild 8-18 Austrittsrandbedingung

Die Ventilstellung 1 entspricht der Vollaststellung und damit dem verwendeten Massenstrom für die Austrittsrandbedingung (3.2 Massenstrom). Im Falle der Ventilstellungen 2 & 3 wird eine gewisse Teillastventilstellung abgebildet, welche allerdings in der Arbeit nicht eindeutig berechnet wurde. Für die Simulation dieser Ventilstellungen wird dennoch der gleiche Massenstrom von $\dot{m} = 1.51 \text{ kg/s}$ definiert, wenngleich durch die Drosselung eine Minderung des Massenstroms eintritt. Die Eintrittsrandbedingung ist ebenfalls für alle drei Betrachtungsfälle ident.

8.8 Ergebnisse

Die Ergebnisse werden durch die Funktion der **Streamlines** und **Schnittansichten** dargestellt.

8.8.1 Streamline

Um Stromlinien zu erzeugen, müssen diese in den Randbedingungen aktiviert werden (Bild 8-17). Unter **Variable** kann dann der gewünschte Ausgabewert eingestellt werden (Bild 8-19). Unter **Min** und **Max** sind die Grenzwerte der Anzeigeskala zu bestimmen. Die Stromlinien werden während des Simulationsablaufes bei jedem Iterationsschritt neu berechnet. Bei der Ausgabe orientiert sich **Min** und **Max** an den absoluten Maxima und Minima des Iterationsschrittes. Um die Skala im Simulationslauf zu aktualisieren, ist die Funktion **Refresh** zu verwenden. Diese permanente Aktualisierung ist besonders bei längeren Berechnungen von Vorteil, um bei Fehlern den Lauf vorzeitig zu stoppen.

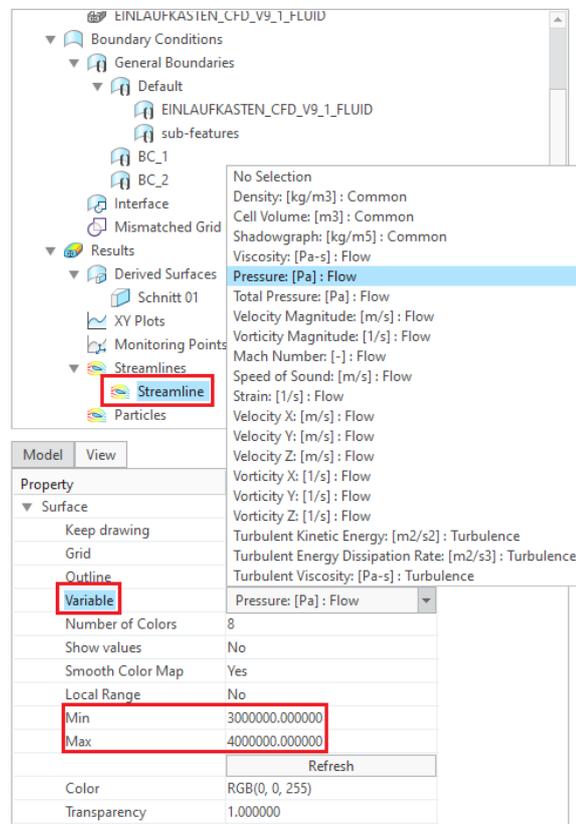


Bild 8-19 Streamline

8.8.2 Schnittansicht

Mit der Schnittansicht (Bild 8-20) kann entlang einer definierten Schnittebene ein beliebiger Ergebnisparameter ausgegeben werden.



Bild 8-20 Schnittansicht

Zunächst wird die Richtung über das globale Koordinatensystem bestimmt (Achse normal auf Schnittebene). Anschließend kann durch **Adjust Plane** die Position der Schnittebene eingestellt werden (Bild 8-21).

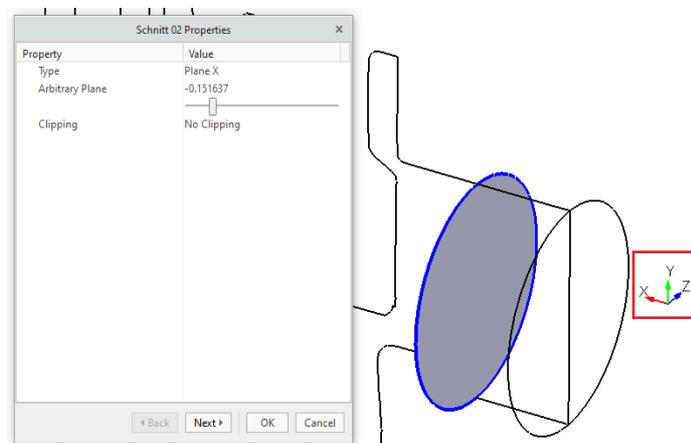


Bild 8-21 Schnittansicht definieren

Die Wahl des Ausgabeparameters der **Schnittansichten** (Bild 8-22) unterscheidet sich nicht von der Steuerung der **Streamlines** (Bild 8-19). Auch die Adaptierung der Skala sowie die Funktion von **Refresh** sind identisch.

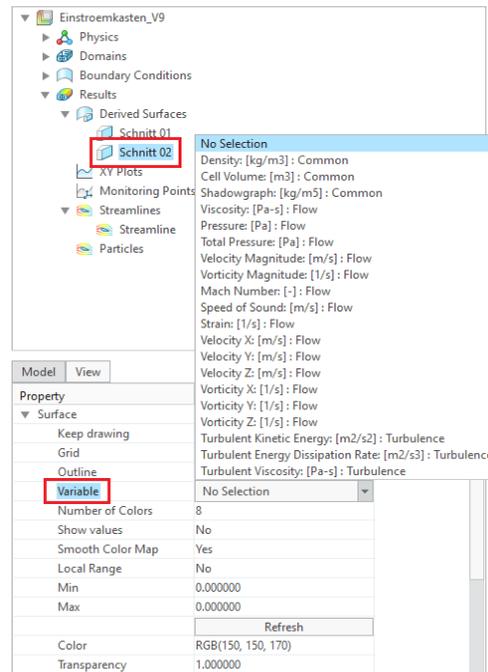


Bild 8-22 Schnittansicht, Ausgabe

8.8.3 Ergebnisse, Ventilstellung 1

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Ventilstellung 1 (Tabelle 8-1) gezeigt. In Bild 8-23 und Bild 8-24 werden anhand von den Strömungslinien der Verlauf der Mach-Zahl und der Absolutgeschwindigkeit [m/s] dargestellt.

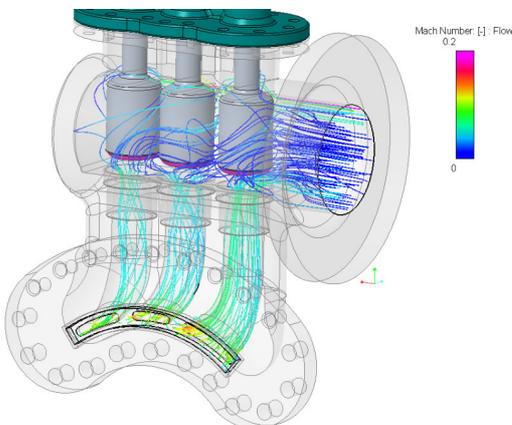


Bild 8-23 Streamline, Mach-Zahl

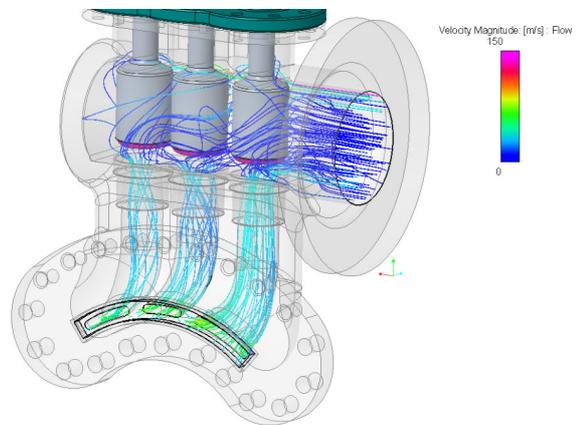


Bild 8-24 Streamline, Absolutgeschwindigkeit

Aufgrund der Geschwindigkeitsverteilung lässt sich eine sehr gleichmäßige Verteilung des Frischdampfes auf die drei Zuströmkanäle erkennen. Allgemein ist eine starke Beschleunigung im Bereich des Austritts erkennbar. Dies kann mit den geringen Austrittsflächen der Zuströmkanäle erklärt werden.

In Bild 8-25 wird der Druck [Pa] über die Oberfläche der Flüssigkeitsdomäne dargestellt. Wie bei der Geschwindigkeitsverteilung lassen sich keine Unterschiede zwischen den Zuströmkanälen erkennen.

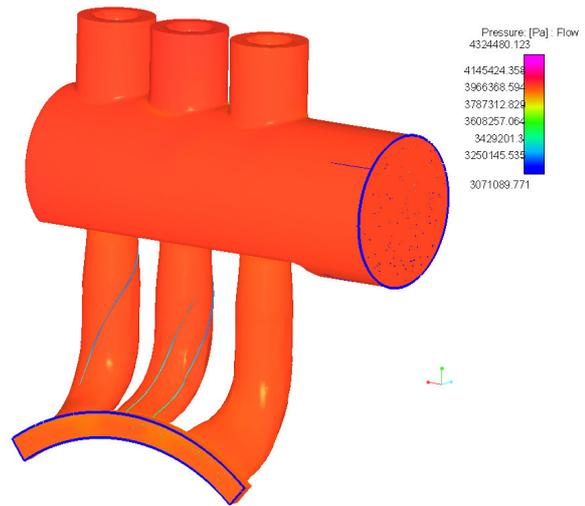


Bild 8-25 Domäne, Druck

In Bild 8-26 und Bild 8-27 werden die Mach-Zahl und der Druck mit Hilfe einer Schnittansicht gezeigt.

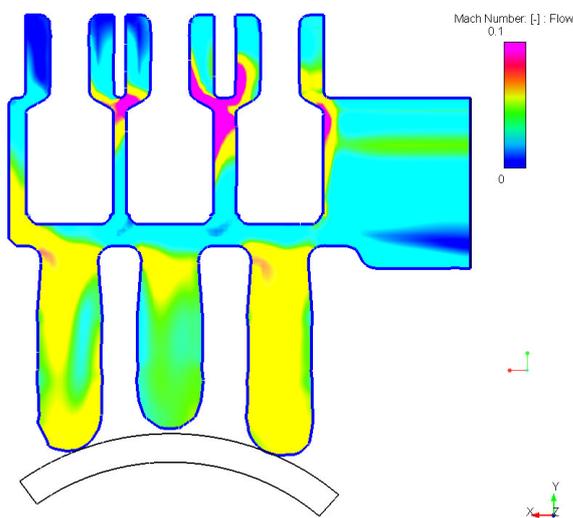


Bild 8-26 Schnittansicht, Mach-Zahl

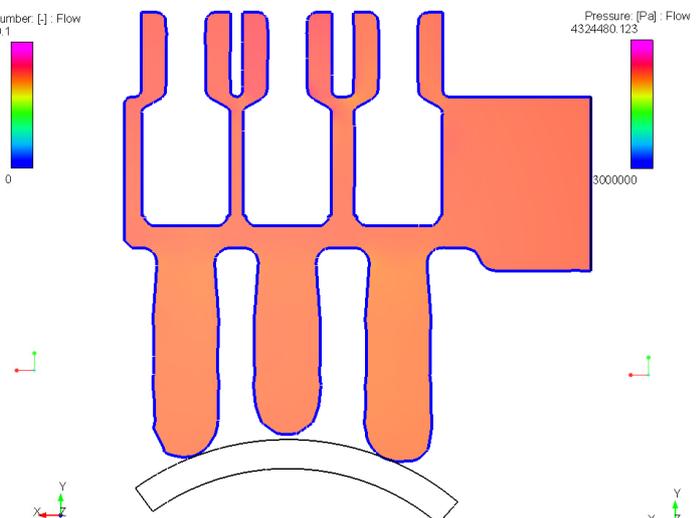


Bild 8-27 Schnittansicht, Druck

Der Einströmkasten ist im Bereich der Regelventile annähernd zylindrisch geformt. Die Ebene der Schnittansicht durchläuft die Rotationsachse des Zylinders und ist parallel zur Austrittsfläche. Bei der Mach-Zahl zeigt sich neben der erwarteten Beschleunigung in den Zuströmkanälen auch eine relativ große Geschwindigkeitszunahme zwischen den Ventilen. Der Druck über die Schnittansicht gibt das gleiche homogene Ergebnis, welches, basierend auf der Geschwindigkeitsverteilung (Bild 8-24), erwartet wurde, wieder.

8.8.4 Ergebnisse, Ventilstellung 2

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Ventilstellung 2 (Tabelle 8-1) dargestellt. In Bild 8-28 und Bild 8-29 wird die Mach-Zahl bzw. die Absolutgeschwindigkeit [m/s] anhand der Strömungslinien dargestellt.

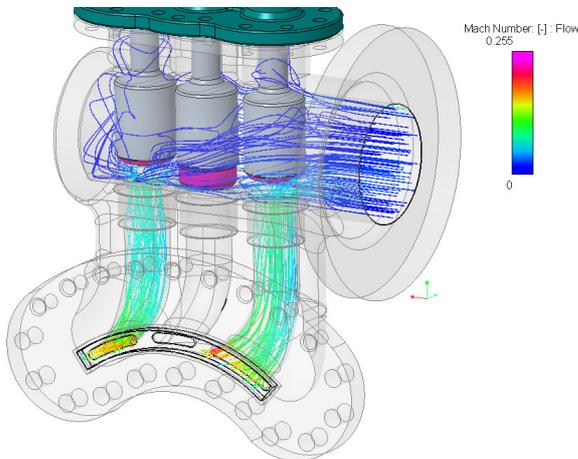


Bild 8-28 Streamline, Mach-Zahl

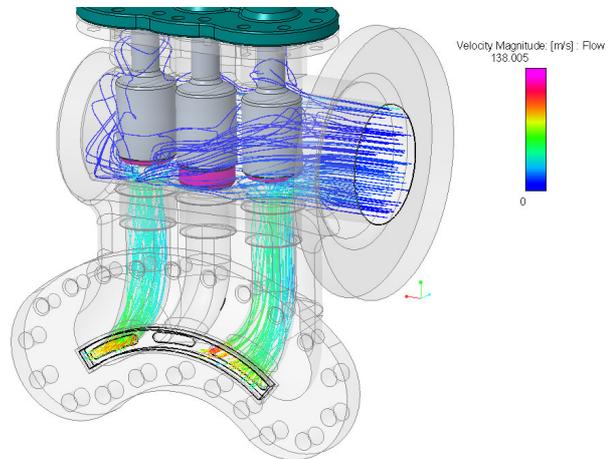


Bild 8-29 Streamline, Absolutgeschwindigkeit

Es zeigt sich, dass in beiden Zuströmkanälen ähnliche Bedingungen vorliegen. Dies deutet auf eine gleichmäßige Verteilung des Massenstroms hin, was wiederum keinen Einfluss der Position bzw. Reihenfolge der Zuströmkanäle bedeutet.

Bild 8-30 stellt den Druck [Pa] an der Oberfläche der Flüssigkeitsdomäne dar. Neben dem geringen Unterschied zwischen dem minimalen und maximalen Wert ist auch der relative hohe Druck im versperrten mittleren Zuströmkanal zu bemerken.

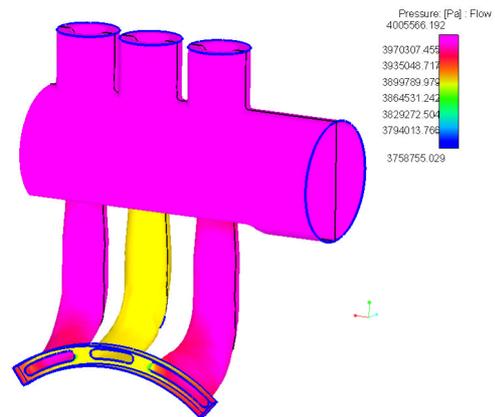


Bild 8-30 Domäne, Druck

In Bild 8-31 und Bild 8-32 wird die Mach-Zahl bzw. der Druck [Pa] anhand einer Schnittansicht gezeigt (selbe Schnittebene wie 8.8.3 Ergebnisse, Ventilstellung 1).

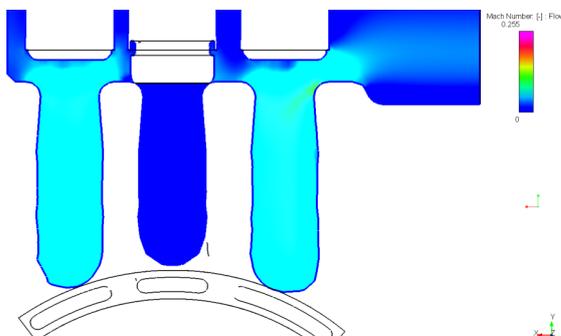


Bild 8-31 Schnittansicht, Mach-Zahl

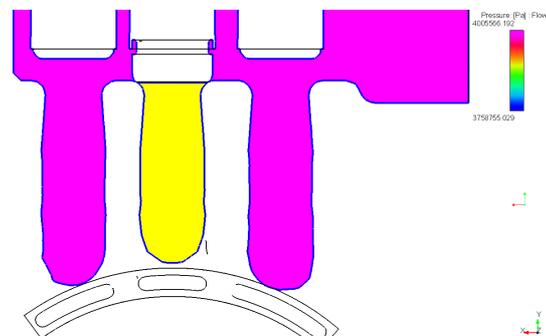


Bild 8-32 Schnittansicht, Druck

8.8.5 Ergebnisse, Ventilstellung 3

Die Ventilstellung 3 (Tabelle 8-1) wurde für zwei verschiedenen Ventilpositionen von Ventil 2 (Pos I und Pos II) berechnet. Das Ventil ist dabei in der Position I dem geschlossenen Zustand deutlich näher als in Position II. Durch diese Reduzierung des Einströmquerschnitts wird die Strömung von Pos I im Vergleich zur Pos II beschleunigt (Bild 8-33, Bild 8-34, Bild 8-35, Bild 8-36). Des Weiteren ist ersichtlich, dass die größten Werte der Absolutgeschwindigkeit [m/s] neben dem Einlassbereich, am Ende des Zuströmkanals auftreten.

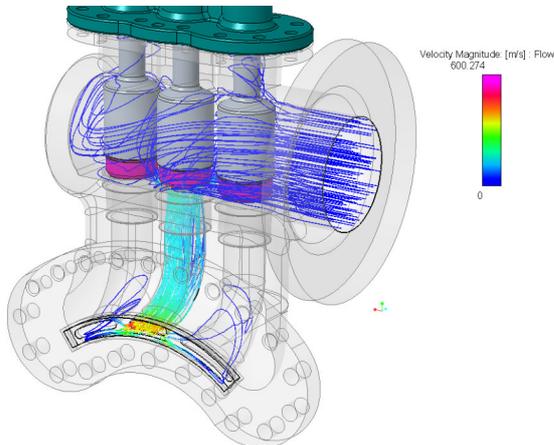


Bild 8-33 Streamline, Absolutgeschwindigkeit, Pos I

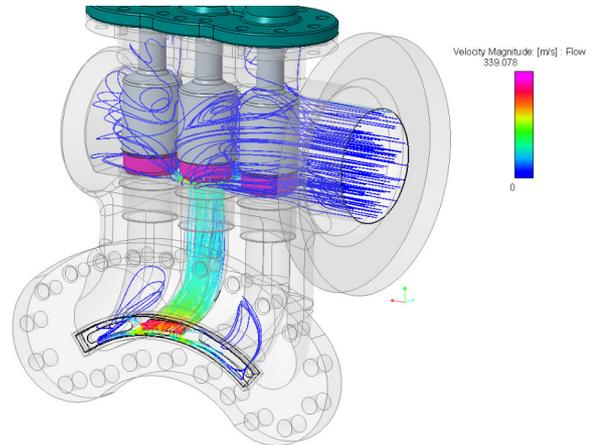


Bild 8-34 Streamline, Absolutgeschwindigkeit, Pos II

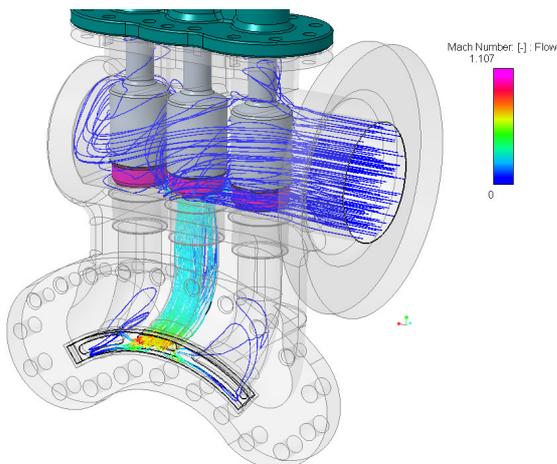


Bild 8-35 Streamline, Mach-Zahl, Pos I

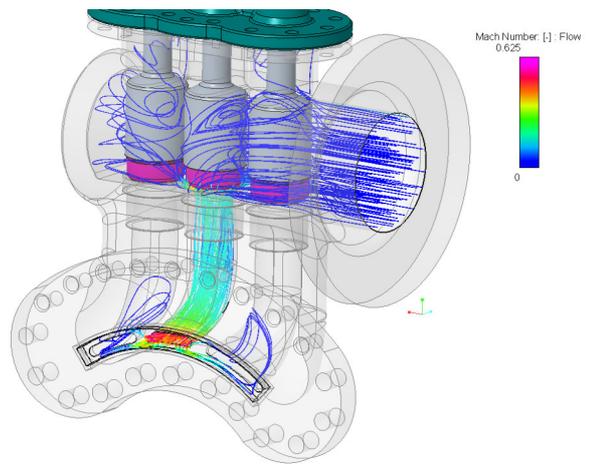


Bild 8-36 Streamline, Mach-Zahl, Pos II

Anhand der Strömungslinien ist auch eine Rückströmung in die beiden versperrten Zuströmkanäle zu erkennen. Hier muss auf den für die Berechnung verwendeten Massenstrom (8.7 Randbedingung) verwiesen werden, welcher in dieser Ventilstellung (unteres Ende der Teillast) deutlich geringer wäre.

In Bild 8-37 und Bild 8-38 wird die Druckverteilung an der Oberfläche der Flüssigkeitsdomäne dargestellt. Hier lässt sich ein deutlicher Unterschied an den Drücken der versperren Zuströmkanäle erkennen. Der Druck im durchströmten Kanal ist ebenfalls in Pos I geringer als in Pos II

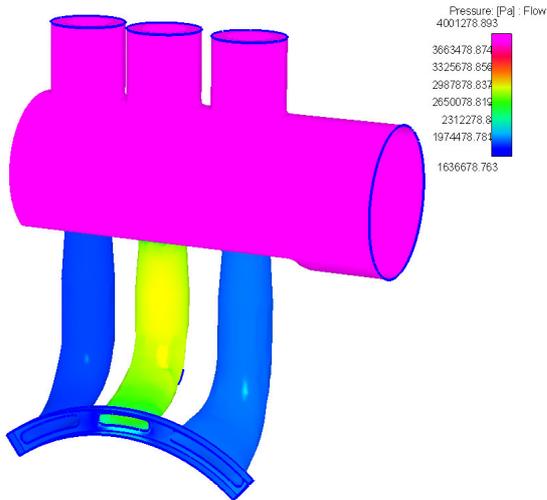


Bild 8-37 Domäne, Druck, Pos I

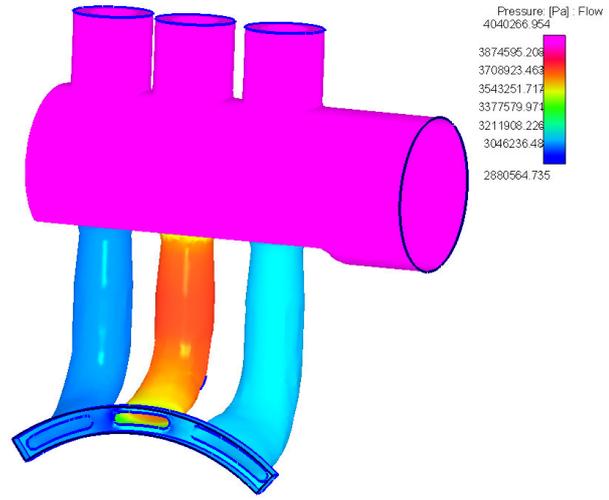


Bild 8-38 Domäne, Druck, Pos II

In Bild 8-41 und Bild 8-42 wird die Druckverteilung über die Schnittansicht (selbe Schnittebene wie 8.8.3 Ergebnisse, Ventilstellung 1) gezeigt. Die Ergebnisse stimmen dabei mit der Druckverteilung der Flüssigkeitsdomänen überein.

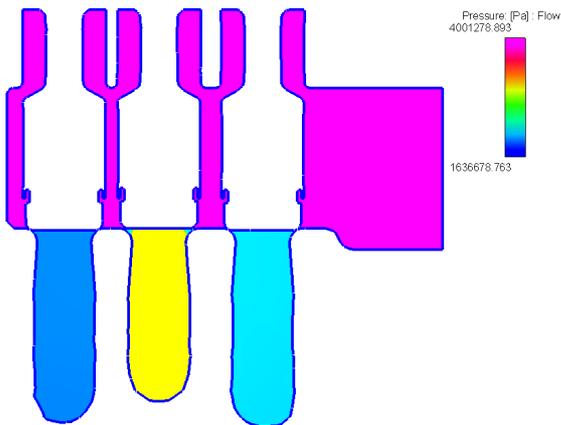


Bild 8-39 Schnittansicht, Druck, Pos I

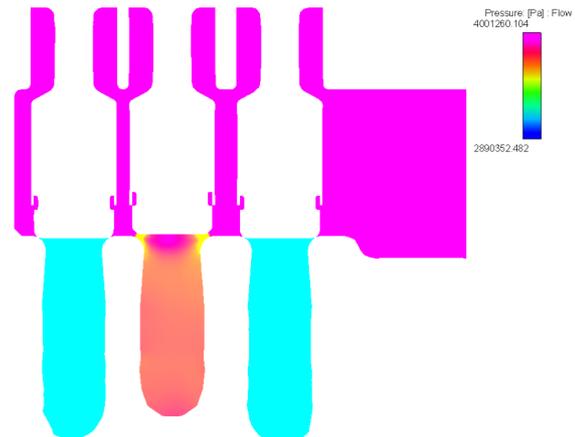


Bild 8-40 Schnittansicht, Druck, Pos II

Bild 8-41 und Bild 8-42 veranschaulichen die Druckverteilung im Einströmbereich durch eine Detailansicht.



Bild 8-41 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Druck, Pos I



Bild 8-42 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Druck, Pos II

In Bild 8-43 und Bild 8-44 wird die Mach-Zahl anhand der detaillierten Schnittansicht dargestellt. Bei der Ventilstellung Pos I wird im Bereich des kleinsten Zuströmquerschnittes eine Überschallströmung erreicht. Diese Überschallströmung tritt allerdings nur in diesem kurzen Bereich auf.



Bild 8-43 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Mach-Zahl, Pos I



Bild 8-44 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Mach-Zahl, Pos II

8.9 Validierung

Die Validierung erfolgt durch eine Durchströmung einer Düse, welche das gleiche bekannte Flächenverhältnis wie der Einströmkasten aufweist (Bild 8-46). Die Zustandsänderung zwischen dem Ein- und Austritt wird als isentrop angenommen. Diese bedeutet, dass die Totalenthalpie konstant ist (Bild 8-45).

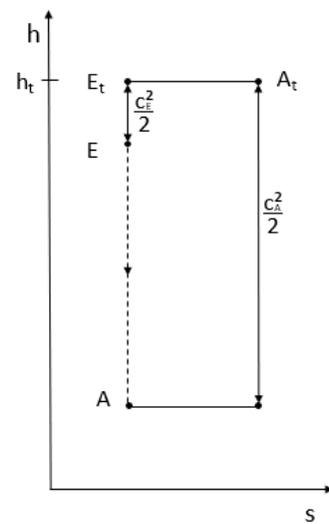


Bild 8-45 Zustandsänderung der Düse

Die Kontinuitätsgleichung bedeutet in diesem Fall:

$$\frac{A_E * c_E}{v_E} = \dot{m} = \frac{A_A * c_A}{v_A} \quad \text{Gl. 8.1}$$

Durch Umformen der Gleichung [8.1] ergibt sich:

$$c_A = \frac{A_E}{A_A} * \frac{v_A}{v_E} * c_E \quad \text{Gl. 8.2}$$

Der Berechnungsablauf ist iterativ. Für die erste Iteration wird $c_E = c_A$ angenommen. Mit den errechneten Geschwindigkeiten lässt sich die Enthalpie bestimmen (Bild 8-45).

$$h_E + \frac{c_E^2}{2} = h_t = h_A + \frac{c_A^2}{2} \quad \text{Gl. 8.3}$$

Durch Umformen der Gleichung [8.3] lässt sich die Enthalpie des Austrittes bestimmen.

$$h_A = h_E + \frac{c_E^2 - c_A^2}{2} \quad \text{Gl. 8.4}$$

Über die Enthalpie h_A ergibt sich aus der Dampftafel eine spezifische Dichte v_A . Durch das Einsetzen in Gleichung [8.2] beginnt der zweite Iterationsschritt. Nach einer ausreichenden Anzahl von Iterationen ergibt sich ein Ergebnis von $c_A \approx 64$ m/s.

Die Randbedingungen für die Berechnung der dargestellten Düse (Bild 8-46) entsprechen jenen der Einströmkastenberechnung.

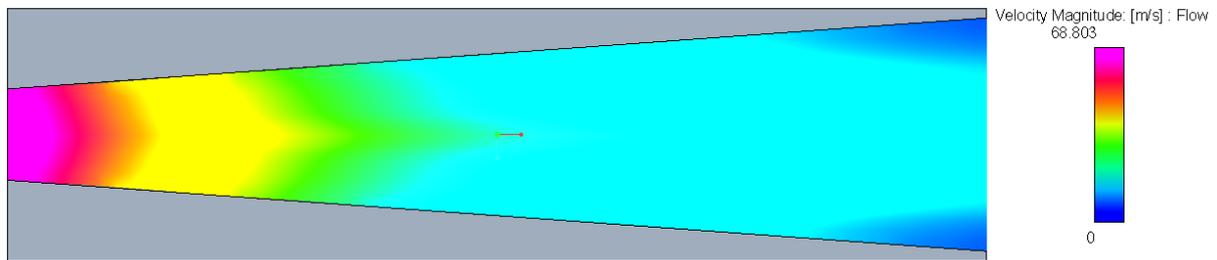


Bild 8-46 Düse

Am Düsenaustritt stellt sich laut Simulation eine maximale Geschwindigkeit $c_{Asim} \approx 68,8$ m/s ein. Dieses Ergebnis deckt sich gut mit der analytischen Berechnung unter der Berücksichtigung, dass es sich um ein entwickeltes Geschwindigkeitsprofil handelt und somit die mittlere Geschwindigkeit geringer als das Maximum ist.

Bild 8-47 zeigt die Austrittsgeschwindigkeit der Ventilstellung 1. Diese ähneln den Ergebnissen aus der analytischen Berechnung sowie der Düsensimulation.

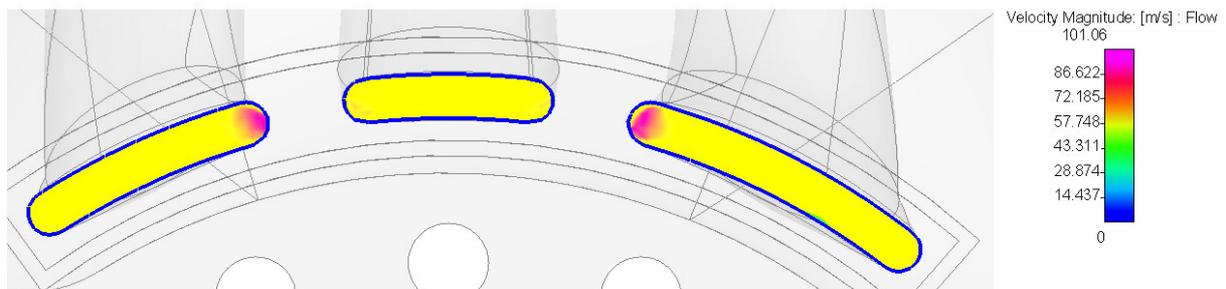


Bild 8-47 Austrittsgeschwindigkeit

9 Zusammenfassung

Ziel der Arbeit war es, das integrierte FEM-Programm **Creo Simulate** von **Creo Parametric** für die spezielle Anwendung an einer Dampfturbine zu validieren und die grundsätzlichen Einschränkungen auszuloten. Bei den begutachteten Anwendungsfällen handelt es sich um die Schaufelfußverbindung, die Trennfugendynamik des horizontal geteilten Gehäuses sowie den Presssitz der Frischdampfdiffusoren. Diese sind im Allgemeinen bei der Berechnung von thermischen Turbomaschinen von hoher Relevanz.

Zu Beginn lagen nur die CAD-Dateien der Dampfturbine sowie Ein- und Austrittszustände des Dampfes vor. Für die Simulation musste deshalb zunächst, unter Berücksichtigung des Turbinentyps, eine analytische Berechnung bzw. strömungstechnische Dimensionierung erfolgen. Sämtliche Lasten und Randbedingungen der Simulation stützen sich auf diese Berechnung.

Die Schaufelfußverbindung wurde als Erstes untersucht. Der simulierte Betriebsfall entspricht aufgrund der Lasten dem der erst kürzlich hochgefahrenen Maschine, welche allerdings die Betriebsdrehzahl schon erreicht hat. Hierbei ergibt sich eine statische mechanische Beanspruchung, verursacht durch die Fliehkraft, und eine thermische Beanspruchung, welcher ein radialer Temperaturgradient zu Grunde liegt. Dieser Anwendungsfall ist insofern interessant, als **Creo Simulate** zwischen dem **Structure Modus** und dem **Thermal Modus** differenziert, wodurch eine interne Schnittstelle entsteht. Hierbei könnten beim Simulationsablauf in der Kombination mit der Voreinstellung der Schnittstelle **Kontakt** Probleme auftreten, welche mit einem sogenannten Volumenbereich an der Schnittstelle gelöst wurden. Es empfiehlt sich außerdem, die ursprüngliche Voreinstellung **Haftend** beizubehalten und alle Schnittstellen selbstständig zu definieren. Eine Einschränkung hinsichtlich der Anwendungsmöglichkeiten konnte bei der zyklischen Randbedingung entdeckt werden. Die Trennflächen zwischen den Schaufeln der begutachteten Dampfturbine sind nicht parallel zur Drehachse bzw. beinhalten diese nicht. Eine zyklische Randbedingung lässt sich in diesem Fall mit **Creo Simulate** nicht festlegen. Dies schmälert den großen Vorteil, den eine zyklische Randbedingung mittels der Berechnung eines Scheibensegments anstatt des ganzen Modells mit sich bringt. Um die Simulation dennoch durchführen zu können, muss das Modell in diesem Bereich adaptiert werden.

Die Ergebnisse der Simulation sind vollends zufriedenstellend und zeigen, dass in relativ kurzer Zeit (≈ 215 min) Simulationen von hoher Qualität durchführbar sind. Durch die gestaffelte Übergabe der Lasten konnten sämtliche Simulationsergebnisse gut, je nach Einfluss getrennt begutachtet werden. Beim Postprocessing zeigt sich, dass die Möglichkeit die Verformung der Bauteile stark überskaliert darzustellen, eine Erleichterung bei der Interpretation und Bewertung ist. Des Weiteren lassen sich damit falsche Randbedingungen erkennen. Beim Verwenden von punktuellen Messgrößen wurde ebenfalls eine Einschränkung festgestellt. Punktuellen Messgrößen setzen einen Netzknotten an gleicher Stelle voraus, welcher wiederum nur an Bauteiloberflächen definierbar ist.

Der zweite Anwendungsfall war die Trennfugendynamik des Gehäuses. Die Aufgabenstellung war prinzipiell jener der Schaufelfußverbindung mit eben diesen Erkenntnissen ähnlich (Kontaktanalyse mit mechanischer und thermischer Belastung). Ein entscheidender Unterschied besteht darin, dass beim Gehäuse Verbindungselemente vorhanden sind. Hierbei handelt es sich um Durchgangslochschraubverbindungen und Sacklochschraubverbindungen. **Creo Simulate** bietet für den **Structur Modus** eine Schraubenidealisierung mit detaillierten Eingabemöglichkeiten an. Diese ist allerdings nicht mit der Verwendung einer Temperaturlast, welcher eine Temperaturverteilung zugrunde liegt, kompatibel. Eine Temperaturlast, in Form von Bereichen mit konstanter Temperatur oder linearen Temperaturverläufen, ist möglich. Bei einer Dampfturbine unterscheiden sich die Temperaturen zwischen dem Ein- und Austritt dramatisch und sind keineswegs durch konstante oder

lineare Temperaturverläufe abbildbar. Um den Einfluss dennoch berücksichtigen zu können, bedurfte es einer anderen Verbindung der Gehäuseteile. Hierfür wurden zwei Ersatzmodellierungen verwendet. Bei der Ersatzmodellierung I ergaben sich im Simulationsablauf keine Probleme. Die detailliertere Ersatzmodellierung II basiert auf der Anwendung einer volumsbereichsbezogenen Vorspannkraft. Diese führte zu Vernetzungsproblemen, welche im einfachen Anwendungsfall einer Konsole nicht auftraten. Im Zuge dessen konnte ein „unsauberer“ Modellaufbau als Fehlerquelle identifiziert werden. Dies zeigt, dass eine „saubere“ Modellierung, insbesondere bei komplexen Geometrien, entscheidend für die Durchführbarkeit der Simulation ist. Um dennoch Ergebnisse zu erhalten, wurde das Modell bei der Ersatzmodellierung II im Vergleich zur Ersatzmodellierung I noch zusätzlich vereinfacht.

Bei den Ergebnissen konnten signifikante Unterschiede hinsichtlich der Ersatzmodellierungen festgestellt werden. Die Ersatzmodellierung I verursacht im Bereich des Dampfeintritts ($T = 400^{\circ}\text{C}$) enorme thermische Spannungen und machte die Simulationsergebnisse damit unbrauchbar. Hingegen sind im Bereich von $T = 0 - 100^{\circ}\text{C}$ die Ergebnisse zufriedenstellend. Aufgrund der deutlich simpleren Gestaltung der Ersatzmodellierung I ist diese somit bei ähnlichen Temperaturbereichen zu bevorzugen.

Die Verwendung der Ersatzmodellierung II zeigt vor allem bei der Betrachtung der Trennfugendynamik deutlicher bessere und plausiblere Ergebnisse. Die Einwirkung der unterschiedlichen Ersatzmodellierungen wirkte sich bei den Verschiebungen des Gehäuses überraschend stark aus. Ob der Ursprung hierfür alleine auf die Verbindung der Gehäuseteile zurückzuführen ist, kann nicht mit Sicherheit gesagt werden, da im Zuge der Komplexitätsreduzierung für die Ersatzmodellierung II auch andere Schnittstellentypen für den Einströmkasten und die Lagerböcke verwendet wurden. Bei den Spannungen zeigt sich, abgesehen von Bereichen mit höherer Temperatur, ein ähnliches Bild für beide Arten der Verbindung. Eine generelle Überarbeitung der Verbindungselemente in **Creo Simulate**, um sie mit Verlaufstemperaturlasten zu kombinieren, wäre für diese und ähnliche Anwendungen jedoch klar von Vorteil.

Die Rechendauer ist primär von der Anzahl der Netzelementen abhängig. Des Weiteren sind vor allem Kontaktschnittstellen zeitintensiv. Deshalb wurde die Ersatzmodellierung II mit einer Haftschnittstelle am Schraubenkopf versehen, obwohl eine Kontaktschnittstelle eine realistischere Nachbildung darstellen würde. Betrachtet man die Rechendauer (Ersatzmodellierung I ≈ 800 min, Ersatzmodellierung II ≈ 410 min und Schaufelfußverbindung ≈ 215 min), so lässt sich auf den ersten Blick kein Trend zwischen Netzelementen und Zeit erkennen. Nur unter gleichen Voraussetzungen (Anzahl und Art der Schnittstellen, Komplexität der Last – und Randbedingungen) sind Vergleiche sinnvoll. Hierbei dient der Zeitunterschied zwischen der ersten Analyse ohne Netzverfeinerung und der finalen Netzanalyse mit Netzverfeinerung als guter Indikator für den Einfluss der Netzelementanzahl (Tabelle 9-1).

Eine weitere Aufgabenstellung befand sich in der Analyse der Presssitzverbindung der Diffusoren. Hierfür wurde als einzige Anwendung der 2d-Modus von **Creo Simulate** verwendet. Dieser wies trotz der rechenintensiven Presssitzverbindungen eine kurze Bearbeitungszeit auf (≈ 40 min). Der 2d-Modus ist nur bei rotationssymmetrischen Bauteilen anwendbar. Eine Reduzierung des Einströmkastens dahingehend ist mit Hinblick auf die Resultate bzw. den etwaigen Einfluss der 3d-Geometrie ohne Bedenken durchführbar. Somit lässt sich allgemein der Hauptteil der Presssitzverbindungen auf das Mittel der 2d-Berechnung zurückführen. Die Resultate waren über weite Strecken der Berechnung zufriedenstellend. Auffallend ist allerdings der extreme Kontaktdruckanstieg im Randbereich der Kontaktfläche. Dieser konnte trotz stark verfeinerten Netzes nicht abgeschwächt werden. Eine derartige Netzverfeinerung ist aufgrund der p-Methode nur noch bedingt sinnvoll.

Tabelle 9-1 Rechendauer

	Schaufelfußverbindung		Presssitz	
	Rechendauer	RMS-Spannungsfehler	Rechendauer	RMS-Spannungsfehler
Thermische Analyse, keine Netzverfeinerung, Schnelldurchlauf	1,5 min	3,1%	-	-
Thermische Analyse, Netzverfeinerung, Adaptive Einschnitt-Konvergenz	7 min	1,8%	-	-
Strukturmechanische Analyse, keine Netzverfeinerung, Schnelldurchlauf	1,5 min	8,5%	< 1 min	5,6%
Strukturmechanische Analyse, Netzverfeinerung, Adaptive Einschnitt-Konvergenz	215 min	3%	40 min	0,1%
	Gehäuseberechnung, Ersatzmodellierung I		Gehäuseberechnung, Ersatzmodellierung II	
	Rechendauer	RMS-Spannungsfehler	Rechendauer	RMS-Spannungsfehler
Thermische Analyse, keine Netzverfeinerung, Schnelldurchlauf	3 min	0,5%	2 min	0,5%
Thermische Analyse, Netzverfeinerung, Adaptive Einschnitt-Konvergenz	20 min	0,3%	12 min	0,3%
Strukturmechanische Analyse, keine Netzverfeinerung, Schnelldurchlauf	13 min	11,4%	12 min	1%
Strukturmechanische Analyse, Netzverfeinerung, Adaptive Einschnitt-Konvergenz	800 min	8,1%	410 min	0,7%

Alle Simulationen, welche der Zeitangaben aus Tabelle 9-1 zugrunde liegen, wurden mit dem selben Rechner einzeln ausgeführt (I Verwendeter Rechner). **Creo Simulate** empfiehlt keine parallele Ausführung von komplexen Simulationen, da diese die Rechendauer stark erhöhen. Einzeln durchgeführte Simulationen weisen in Summe eine kürzere Rechendauer auf.

Abschließend sei gesagt, dass trotz der beschriebenen Einschränkungen die Verwendung von **Creo Simulate** für thermische Turbomaschinen, vorausgesetzt, die CAD-Daten liegen vor, durchaus sinnvoll ist, um in kurzer Zeit realitätsnahe Ergebnisse zu erhalten. Jedoch zeigt sich im Zuge der Bearbeitung auch, dass, obwohl Vorkenntnisse mit **Creo Parametric** und somit eine gewisse Vertrautheit mit der Benutzeroberfläche vorhanden waren, der Aufbau eines funktionierenden Simulationsmodells mit zunehmender Komplexität bzw. veränderten Anforderungen (Schraubverbindung kombiniert mit **MEC/T-Last**) durchaus zeitintensiv ist.

Die zuvor beschriebenen Anwendungsfälle beziehen sich alle auf die Verwendung von **Creo Simulate**. Des Weiteren sollte auch ein kurzer Einblick in **Creo Flow Analysis** erfolgen. Mit **Creo Flow Analysis** wurde die Ventilumströmung im Einströmkasten begutachtet. Hierbei lag grundsätzlich der Fokus der Arbeit, darauf einen ersten Überblick in Bezug auf die Simulationsmöglichkeiten zu verschaffen. Bei der Ventilumströmung selbst, wurden verschiedene Ventilstellungen, welche ein jeweiliges Teillastverhalten repräsentieren, berechnet. Die Bearbeitungszeit lag für alle Strömungsberechnungen bei wenigen Minuten. Zum erleichterten Einstieg in **Creo Flow Analysis** sei der implementierte **Assistent** erwähnt. Diese führt den Anwender Stück für Stück (Physik, Domäne, Randbedingungen, Ergebnisse) zum Simulationsergebnis, wodurch erste Resultate nach wenige Minuten vorliegen. In einer vereinfachten Anwendung durch die Simulation einer Düse wurden die Ergebnisse validiert. Im Vergleich zur analytischen Berechnung zeigt sich ein zufriedenstellendes Resultat. Unsicherheit besteht in der Berechnung von Realgasen wie dem betrachteten überhitzten Dampf. Hier konnte nicht restlos geklärt werden, wie die Modellierung in diesem Fall auszusehen hat. In den gezeigten Simulationen kam die ideale Gasgleichung unter dem Einfluss eines Realgasfaktors zur Verwendung. Auf eine genaue Betrachtung von **Creo Flow Analysis** musste aus Gründen des Gesamtarbeitsumfanges verzichtet werden.

10 Anhang

A Grundparameter

Als Voraussetzung zur FE-Analyse müssen zunächst die jeweiligen Zustandsgrößen sowie die Zustandsänderungen der Dampfturbine analytisch ermittelt werden. Bekannt sind die Eintritts- und Austrittszustände des Dampfes und die geforderte Leistung (Tabelle 10-1).

Tabelle 10-1 Ausgangsparameter

Eintrittstemperatur T_E	400 °C
Eintrittsdruck p_E	40 bar
Austrittsdruck p_A	1,5 bar
Mechanische Leistung P_{Mech}	600 kW

A 1 Druckverhältnis

Die Bauart der Maschine ist eine zweistufige 2-C Dampfturbine. Um die identische Stufengeometrie verwenden zu können, müssen gewisse Voraussetzungen gelten. Gleiche Geometrie bedeutet gleiche oder sehr ähnliche Strömungsverhältnisse, um die Stufen in einem dafür ausgelegten Betriebspunkt zu betreiben. Am Beginn der Curtisstufe befindet sich eine Lavaldüse. Jene Austrittsgeschwindigkeit ist maßgeblich für die Strömungsverhältnisse in der Stufe. Um die Ähnlichkeit zu garantieren, muss ein etwa gleich großes Druckverhältnis π vorherrschen.

$$\pi_{ges} = \frac{40}{1,5} = 26,667 \quad \text{Gl. 1}$$

Das Gesamtdruckverhältnis setzt sich wiederum aus dem Produkt der einzelnen Stufendruckverhältnisse zusammen.

$$\pi_{ges} = \frac{40}{1,5} \frac{p_m}{p_m} = \pi_{St1} * \pi_{St2} \quad \text{mit} \quad \pi_{St1} = \pi_{St2} \quad \text{folgt}$$

$$\pi_{ges} = \pi_{St1}^2 \rightarrow \pi_{St1} = \sqrt{\pi_{ges}} \quad \text{Gl. 2}$$

$$\pi_{St1} = \pi_{St2} = \sqrt{26,667} = 5,164$$

Der Druck p_m soll dabei zwischen den Stufen herrschen.

$$p_m = p_A * \pi_{St1} = 1,5 * 5,164 = 7,746 \text{ barA}$$

Dadurch ergibt sich ein theoretisches Druckverhältnis von 5,164 pro Stufe. Somit sind nun die Drücke am Beginn und am Ende der Stufen bekannt (Tabelle 10-2).

Tabelle 10-2 Haupt- und Zwischendruck

Eintrittsdruck p_E	40 bar
Mitteldruck p_m	7,746 bar
Austrittsdruck p_A	1,5 bar

A 2 Umfangsgeschwindigkeit u

Um die Geschwindigkeiten und somit die Schaufelgeometrie festzulegen, sind noch weitere Parameter notwendig. Zum einen der mittlere Radius, welcher von der Maschine gemessen werden kann und $r_m = 0,165 \text{ m}$ beträgt. Mittels der Drehzahl kann mit dem mittleren Radius die Umfangsgeschwindigkeit u errechnet werden. Da die Betriebsdrehzahl nicht bekannt ist, muss eine Annahme getroffen werden. Diese stützt sich auf Basis folgender Gleichung, der Druckziffer ψ und der Enthalpieumsetzung der Stufe Δh_{St} .

$$\psi = \frac{\Delta h_{St}}{u^2} \quad \text{Gl. 3}$$

Δh_{St} ist zu Beginn nicht bekannt und muss deshalb ebenfalls angenommen werden. Bekannt sind die Zustandsgrößen des Dampfes (Bild 10-1). Eine isentrope Zustandsänderung vom Eintrittszustand auf den Austrittsdruck ($E \rightarrow A_s$) würde zur Folge haben, dass man sich im Nassdampfgebiet befindet (Bild 10-1). Aufgrund der hohen Geschwindigkeiten ist dies aber tunlichst zu vermeiden. Deshalb wird der Austrittszustand auf der Satttdampflinie bei 1,5 bar gewählt.

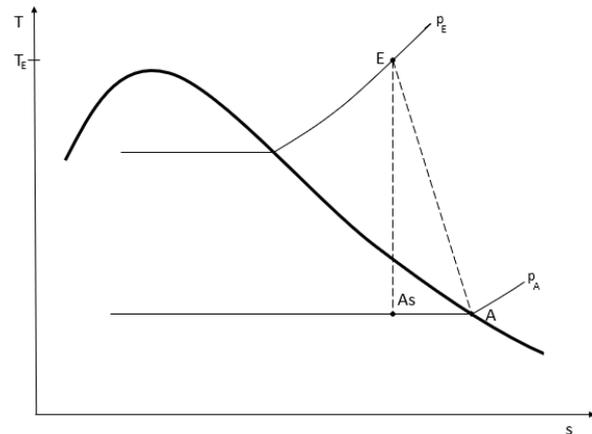


Bild 10-1 allgemeine Zustandsänderung

Dadurch ergeben sich folgende Werte:

Tabelle 10-3 Ein – und Austrittsenthalpie

Eintrittsenthalpie h_E	3214 kJ/kg
Austrittsenthalpie h_A	2693 kJ/kg
Enthalpie h_{A_s}	2519 kJ/kg
Enthalpiedifferenz Δh	512 kJ/kg
Isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s	695 kJ/kg

Die Enthalpiedifferenz wird für die erste Näherung gleichmäßig auf beide Stufen aufgeteilt. Somit folgt

$$\Delta h_{St} = \frac{\Delta h}{2} = 260,5 \text{ kJ/kg} \quad \text{Gl. 4}$$

Für die Druckziffer ψ wird ein üblicher Wert für Curtisstufen von 8 angenommen [5]. (Vergleiche Traupe pdf S215)

Durch Umformen der Gleichung [4] lässt sich die mittlere Umfangsgeschwindigkeit u ermitteln.

$$u = \sqrt{\frac{\Delta h_{St}}{\psi}} = 180,45 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 5}$$

Mit dieser Umfangsgeschwindigkeit werden beiden Stufen dimensioniert.

A 3 Lavaldüse

Mit den bekannten Druckverhältnissen lässt sich die theoretische Austrittsgeschwindigkeit c_0 aus der Lavaldüse bestimmen.

$$c_0^2 = \frac{2 * \kappa p_t}{\kappa - 1 \rho_t} \left[1 - \left(\frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad \text{Gl. 6}$$

Die mit der Gleichung [6] errechnete Austrittsgeschwindigkeit c_0 , setzt den Totalzustand (Index t) voraus. Daraus folgten keine Anfangsgeschwindigkeiten. Da dies aber nicht zutrifft, muss die Gleichung dementsprechend mit der Totalgeschwindigkeit c_t adaptiert werden.

$$\frac{c_0^2 - c_t^2}{2} = \frac{\kappa p_t}{\kappa - 1 \rho_t} \left[1 - \left(\frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad \text{Gl. 7}$$

Durch Umformen der Gleichung [7] erhält man

$$c_0 = \sqrt{\frac{2 * \kappa p_t}{\kappa - 1 \rho_t} \left[1 - \left(\frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + c_t^2} \quad \text{Gl. 8}$$

$$\text{mit } \frac{p}{p_K} = \frac{1}{\pi_{St1}} \text{ folgt } c_0 = \sqrt{\frac{2 * \kappa p_K}{\kappa - 1 \rho_K} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{St1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + c_t^2} \quad \text{Gl. 9}$$

Die Werte für den Isentropenexponenten κ sowie für die Dichte ρ sind für den Eintrittszustand (T_E , p_E) aus der Dampftafel zu entnehmen. Für κ lässt sich in erster Näherung auch 1,3 einsetzen.

A 3.1 Totalgeschwindigkeit c_t

Die Totalgeschwindigkeit c_t wird für beide Lavaldüsen als identisch vorausgesetzt. Um sie zu bestimmen, betrachtet man den Massenstrom \dot{m}_1 vor der Lavaldüse.

$$\dot{m}_1 = \frac{A_1 * c_t}{v_t} \quad \text{Gl. 10}$$

Wobei v_t die spezifische Dichte beim Eintrittszustand ist und A_1 die Ringsegmentfläche.

$$A_1 = (R_a^2 - R_i^2) * \alpha_1 * \frac{\pi}{180} \quad \text{Gl. 11}$$

Wobei:

- $R_a = 170\text{mm}$
- $R_i = 165\text{mm}$
- $\alpha = 65^\circ$

Durch Umformen der Gleichung [10] erhält man die Totalgeschwindigkeit c_t .

$$c_t = \dot{m}_1 * v_t * \frac{1}{A_1} \quad \text{Gl. 12}$$

Der Eintrittsmassenstrom \dot{m}_1 lässt sich mit Hilfe der Leistung abschätzen.

$$\dot{m}_1 = \frac{P_{mech}}{\Delta h_s * \eta_{mech} * \eta_s} \quad \text{Gl. 13}$$

Wobei:

- η_{mech} mit 98% angenommen wird.
- η_s mit 65% angenommen wird (Vergleiche Handbuch Dampfturbinen)
- Δh_s aus A 3.1 Totalgeschwindigkeit c_t

Es ergibt sich damit eine Kesselgeschwindigkeit $c_t \approx 27\text{m/s}$.

A 4 Geschwindigkeitsdreiecke

Zur geometrischen Auslegung von Turbinenschaufeln verwendet man Geschwindigkeitsdreiecke, welche die Strömungsverhältnisse am Mittelschnitt der Schaufel repräsentieren. Das Geschwindigkeitsdreieck setzt sich aus der Absolutgeschwindigkeit c , der Relativgeschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u zusammen.

Die Absolutgeschwindigkeit c ergibt sich aus der vektoriellen Addition der Relativgeschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u .

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

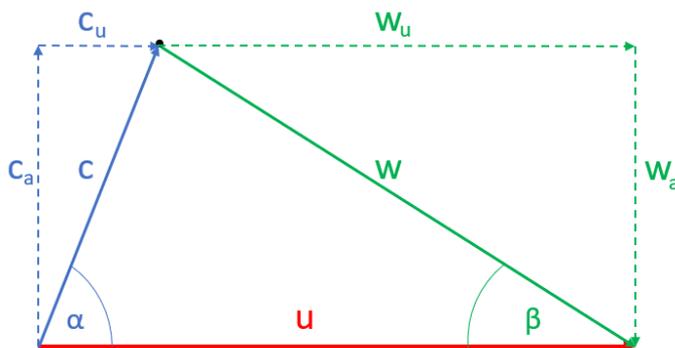


Bild 10-2 Geschwindigkeitsdreieck

Des Weiteren sind die Winkel für die Dimensionierung wichtig. Der Winkel zwischen c und u wird als Winkel der Absolutgeschwindigkeit α und der Winkel zwischen w und u als Winkel der Relativgeschwindigkeit β bezeichnet.

A 5 Verlustfreie Auslegung

Um in erster Näherung auf ein Ergebnis zu kommen, werden alle anfallenden Verluste nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse der verlustfreien Berechnung bilden die Basis der verlustbehafteten Berechnung und dienen als Orientierung zum Beispiel bei der Annahme der Druckverhältnisse für die Lavaldüsen.

A 6 Austrittsgeschwindigkeit der Lavaldüse

Nach dem Aufbau einer 2-C-Stufe wird als Erstes die Lavaldüse betrachtet. Voraussetzung ist, dass die Austrittsgeschwindigkeit nach beiden Düsen annähernd ident ist.

$$c_0 = \sqrt{\underbrace{\frac{2 * \kappa}{\kappa - 1}}_{\text{Faktor I}} \underbrace{\frac{p_e}{\rho_e}}_{\text{Faktor II}} \underbrace{\left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{St1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}_{\text{Faktor III}} + c_e^2} \quad \text{Gl. 8}$$

Die Austrittsgeschwindigkeit ist, wie in Gleichung [8] ersichtlich, abhängig von den Eintrittszustandsgrößen (p_e , ρ_e , c_e und κ) und vom Druckverhältnis π_{St1} . Da aber sowohl die Dichte ρ_e als auch der Isentropenexponent κ von Druck und Temperatur abhängig sind, empfiehlt es sich nicht, auch bei erster Näherung, den Mitteldruck so anzunehmen, als ob ein gleich großes Druckverhältnis vorherrscht. Um auf eine vernünftige Annahme zu kommen, werden im Folgenden die Änderungen der Faktoren I bis III über die Expansion betrachtet.

A 6.1 Isentropenexponent κ , Faktor I

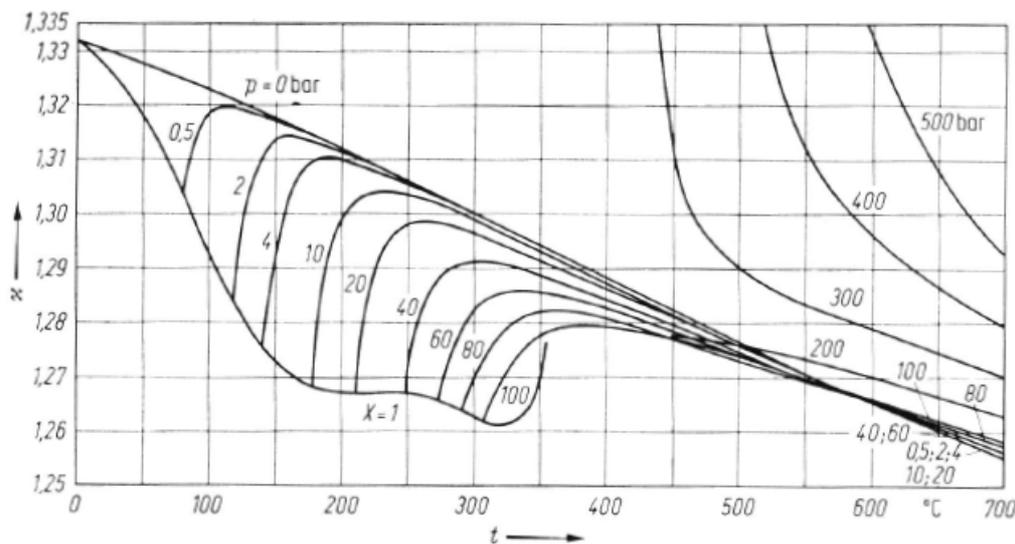


Bild 10-3 Isentropenexponentenverlauf κ über Temperatur [5]

Wie aus Bild 10-3 ersichtlich, lässt sich κ im erwarteten Druck - und Temperaturbereich sehr gut mit 1,3 annehmen. Des Weiteren ist auch keine große Änderung des Wertes zu erkennen. Deshalb wird Faktor I in der Abschätzung als \approx konst angenommen.

A 6.2 Eintrittsdruck und Dichte, Faktor II

Faktor II ist der Quotient aus dem Eintrittsdruck und der Eintrittsdichte. Um die Entwicklung zu veranschaulichen, wird der Wert des Terms anhand einer isentropen Entspannung dargestellt.

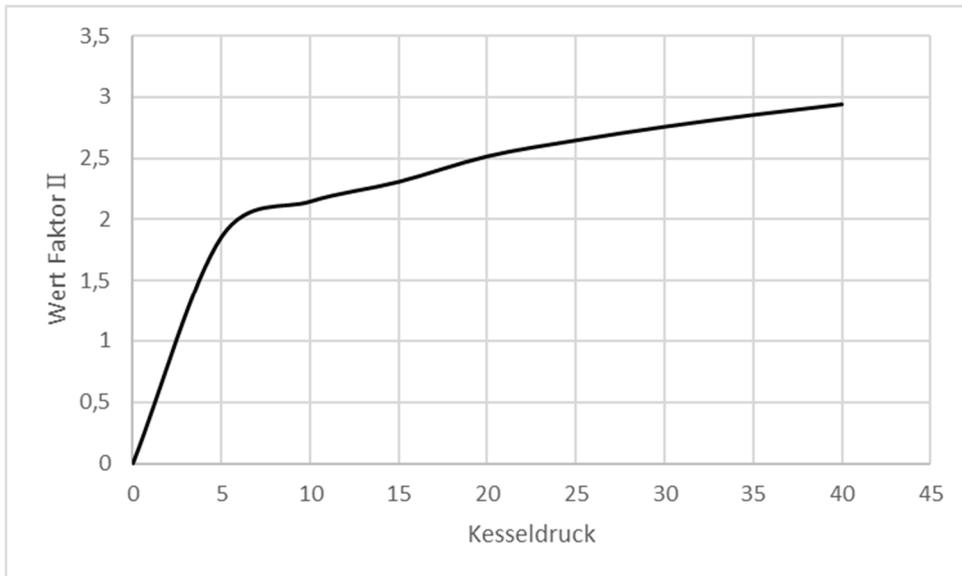


Bild 10-4 Faktor II über Kesseldruck

A 6.3 Druckverhältnis, Faktor III

Term III besteht aus dem Druckverhältnis und dem Isentropenexponenten. Da dieser als konstant angenommen ist, wird nur die Veränderung infolge des Druckverhältnisses betrachtet.

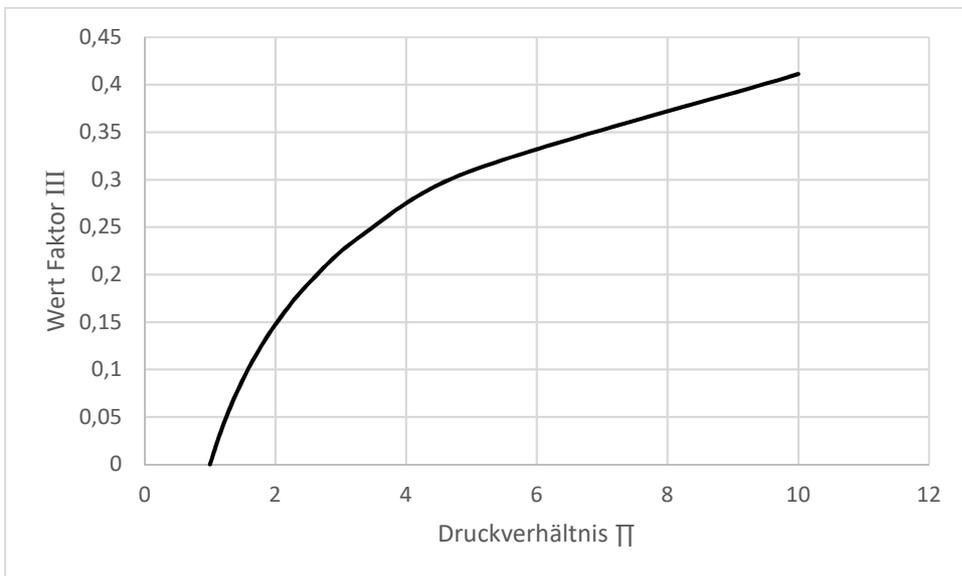


Bild 10-5 Faktor III über Druckverhältnis

A 6.4 Totalgeschwindigkeit c_t

Als Kesselgeschwindigkeit c_t kann trotz Abweichungen der iterativen Rechnung der Wert $c_t = 27\text{m/s}$ für die verlustfreie Auslegung verwendet werden (Kapitel A 3.1).

A 6.5 Iterationen der Austrittsgeschwindigkeit

Term II wird bei fortgeschrittener Expansion kleiner. Um in Summe auf einen ähnlichen Ausdruck zu kommen, muss Term drei größer werden. Dies bedeutet, ausgehend von Bild 10-5, dass das Druckverhältnis in der zweiten Stufe größer sein muss als in der ersten. Daraus folgt eine Erhöhung des Mitteldruckes p_m , welcher unter A. Grundparameter mit 7,746 bar unter der Voraussetzung des identischen Druckverhältnisses errechnet wurde.

Als Mitteldruck wird auf Basis der Ergebnisse (Kapitel A 6.1 , A 6.2 , A 6.3) für den ersten Iterationsschritt $p_m = 9$ bar gewählt.

Tabelle 10-4 erste Iteration

	Stufe 1	Stufe 2	
Eintrittsdruck	40	9	bar
Austrittsdruck	9	1,5	bar
Druckverhältnis π_{St}	4,44	6	
Dichte ρ_k	13,624	4,3007	m ³ /kg
Isentropenexponent κ	1,285	1,3	
Austrittsgeschw. c_0	864	784,18	m/s

Um die Differenz zwischen den Austrittsgeschwindigkeiten zu reduzieren, wird der Mitteldruck auf $p_m = 10$ bar erhöht.

Tabelle 10-5 zweite Iteration

	Stufe 1	Stufe 2	
Eintrittsdruck	40	10	bar
Austrittsdruck	10	1,5	bar
Druckverhältnis π_{St}	4	6,67	
Dichte ρ_k	13,624	4,664	m ³ /kg
Isentropenexponent κ	1,285	1,3	
Austrittsgeschw. c_0	837,56	812,16	m/s

Die Parameter sind nun gut genug gewählt, um mit den Austrittsgeschwindigkeiten c_0 die weitere Dimensionierung auszulegen.

A 7 Geschwindigkeitsdreiecke entlang der Stufe

A 7.1 Umfangsgeschwindigkeit am Mittelschnitt

Wie in unter A 2 Umfangsgeschwindigkeit u gezeigt, ergibt sich eine Umfangsgeschwindigkeit am Mittelschnitt von $u = 180,45$ m/s. Der mittlere Radius beträgt $r_m = 0,165$ m. Damit kann man die Winkelgeschwindigkeit ω bestimmen.

$$\omega = \frac{u}{r_m} = 1093,64 \text{ s}^{-1} \quad \text{Gl. 14}$$

Mit Hilfe dieser lässt sich die Drehzahl der Turbine errechnen.

$$n = \frac{\omega * 60}{2\pi} = 10443,5 \text{ min}^{-1} \quad \text{Gl. 15}$$

Für die Annahme der Drehzahl wird $n = 10500$ U/min verwendet. Dies ergibt daher mit Hilfe der Gleichungen [14] und [15] eine Umfangsgeschwindigkeit von $u = 181,47$ m/s.

Das Verhältnis der Eintrittsgeschwindigkeit c_0 und der Umfangsgeschwindigkeit u sollte bei Curtisstufen zwischen 4 und 5 liegen [5]. Unter Verwendung jetziger Größen ist diese Bedingung mit dem Wert von 4,6 für die erste Stufe beziehungsweise 4,5 für die zweite Stufe erfüllt.

A 7.2 Reaktionsgrad

Der Reaktionsgrad ist bei Gleichdruckturbinen theoretisch null, dies wird allerdings praktisch nicht umgesetzt. Um der durch Reibung entstehenden Verzögerung des Dampfes entgegenzuwirken, wird jedes Laufrad sowie das Leitrad mit einem Reaktionsgrad wie in Tabelle 10-6 bedacht.

Tabelle 10-6 Reaktionsgrad [6]

R''	0,02
R'''	0,04
R''''	0,06

Der Reaktionsgrad der Lavaldüse ist somit:

$$R' = 1 - R'' - R''' - R'''' = 0,88 \quad \text{Gl. 16}$$

Damit lassen sich die einzelnen Enthalpiedifferenzen errechnen. Die Enthalpiedifferenz für eine beliebige Stufe $\Delta h'_i$ ist jene welche man in Form von kinetischer Energie aus der Lavaldüse zur Verfügung hat.

$$\Delta h'_i = \frac{c_{0i}^2 - c_{ki}^2}{2} \quad \text{Gl. 17}$$

Über den Reaktionsgrad R' ergibt sich damit die Stufenenthalpiedifferenz Δh_{St} .

$$\Delta h_{Sti} = \frac{\Delta h'_i}{R'_i} \quad \text{Gl. 18}$$

Des Weiteren:

$$\Delta h''_i = \Delta h_{Sti} * R'' \quad \text{Gl. 19}$$

$$\Delta h'''_i = \Delta h_{Sti} * R''' \quad \text{Gl. 20}$$

$$\Delta h''''_i = \Delta h_{Sti} * R'''' \quad \text{Gl. 21}$$

Dies bedeutet für die Stufen 1 und 2.

Tabelle 10-7 Enthalpieabbau pro Lauf- oder Leitrad

	Stufe 1	Stufe 2	
Δh_{St}	398,17	374,78	[kJ/kg]
$\Delta h'$	350,39	329,8	[kJ/kg]
$\Delta h''$	7,96	7,5	[kJ/kg]
$\Delta h'''$	15,93	14,99	[kJ/kg]
$\Delta h''''$	23,89	22,49	[kJ/kg]

A 7.3 Winkel - und Geschwindigkeitsfestlegung

Die Indizes 1 & 2 sind der ersten und 3 & 4 der zweiten Stufe zugehörig. Für die Geschwindigkeitsdreiecke wurden folgende Winkel angenommen (Tabelle 10-8).

Tabelle 10-8 Schaufelwinkel [7]

α_1	17°
α_2	32°
β_2	24°
α_3	25°
β_4	34°

Begonnen wird mit der Austrittsgeschwindigkeit $c_0 = 837,56$ m/s der Lavaldüse für die erste Stufe. Diese entspricht der Absolutgeschwindigkeit am Schaufeleintritt.

$$c_1 = c_0 = 837,56 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 22}$$

Mit Hilfe des Winkels α_1 lässt sich eine Umfangskomponente c_{1u} und eine Axialkomponente c_{1a} bestimmen.

$$c_{1u} = c_1 * \cos \alpha_1 = 800,96 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 23}$$

$$c_{1a} = c_1 * \sin \alpha_1 = 244,88 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 24}$$

Die Relativgeschwindigkeit in Umfangsrichtung ergibt sich aus der Beziehung der Geschwindigkeiten zueinander.

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 619,49 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 25}$$

Die Axialgeschwindigkeit bleibt konstant.

$$c_{1a} = w_{1a} \quad \text{Gl. 26}$$

Anschließend lassen sich auch die Relativgeschwindigkeit w_1 sowie der Winkel β_1 errechnen.

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} = 666,14 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 27}$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{w_{1a}}{w_{1u}} = 21,57^\circ \quad \text{Gl. 28}$$

Bei einer Gleichdruckstufe würde $|w_1| = |w_2|$ gelten. Durch den Reaktionsgrad von $R'' = 0,02$ gilt das allerdings nicht. Die Relativgeschwindigkeit w_2 wird wie folgt berechnet:

$$w_2 = \sqrt{2 * \Delta h''_1 + w_1^2} = 652,41 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 29}$$

Mit dem Winkel β_2 kann die Relativgeschwindigkeit wieder in Umfangs – und Axialkomponente aufgeteilt werden.

$$w_{2u} = w_2 * \cos \beta_2 = 596,01 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 30}$$

$$w_{2a} = w_2 * \sin \beta_2 = 265,36 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 31}$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 414,53 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 32}$$

$$c_2 = \frac{c_{2u}}{\cos \alpha_2} = 488,81 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 33}$$

$$c_{2a} = \sqrt{c_2^2 - c_{2u}^2} = 259,03 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 34}$$

Nach dem ersten Laufrad erfolgt die Umlenkung durch das Leitrad. Hier gilt wie im Laufrad, bei einem Reaktionsgrad $R''' = 0$ wäre $|c_2| = |c_3|$. Durch den Reaktionsgrad von $R''' = 0,04$ ergibt sich:

$$c_3 = \sqrt{2 * \Delta h'''_1 + c_2^2} = 546,33 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 35}$$

Mit Hilfe des Winkels α_1 lassen sich eine Umfangskomponente c_{3u} und eine Axialkomponente c_{3a} bestimmen.

$$c_{3u} = c_1 * \cos \alpha_3 = 495,15 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 36}$$

$$c_{3a} = c_1 * \sin \alpha_3 = 230,89 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 37}$$

Die Relativgeschwindigkeit in Umfangsrichtung ergibt sich aus der Beziehung der Geschwindigkeiten zueinander.

$$w_{3u} = c_{3u} - u = 313,67 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 38}$$

Die Axialgeschwindigkeit bleibt konstant.

$$c_{3a} = w_{3a} \quad \text{Gl. 39}$$

Anschließend lassen sich auch die Relativgeschwindigkeit w_3 sowie der Winkel β_3 errechnen.

$$w_3 = \sqrt{w_{3u}^2 + w_{3a}^2} = 389,49 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 40}$$

$$\beta_3 = \tan^{-1} \frac{w_{3a}}{w_{3u}} = 36,36^\circ \quad \text{Gl. 41}$$

Bei einer Gleichdruckstufe würde $|w_3| = |w_4|$ gelten. Durch den Reaktionsgrad von $R'' = 0,02$ gilt das allerdings nicht. Die Relativgeschwindigkeit w_4 wird wie folgt berechnet:

$$w_4 = \sqrt{2 * \Delta h''''_1 + w_3^2} = 446,63 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 42}$$

Mit dem Winkel β_4 kann die Relativgeschwindigkeit wieder in Umfangs – und Axialkomponente aufgeteilt werden.

$$w_{4u} = w_4 * \cos \beta_4 = 370,28 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 43}$$

$$w_{4a} = w_4 * \sin \beta_4 = 249,75 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 44}$$

$$c_{4u} = w_{4u} - u = 188,8 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 45}$$

$$c_4 = \sqrt{c_{4u}^2 + w_{4a}^2} = 313,09 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 46}$$

Aus diesen Geschwindigkeiten ergeben sich folgende Geschwindigkeitsdreiecke für die erste Stufe.

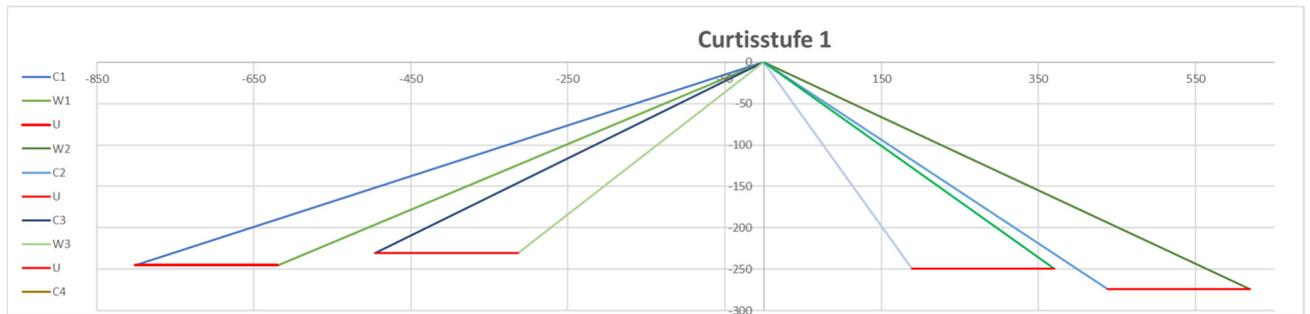


Bild 10-6 Geschwindigkeitsdreieck der ersten Stufe

Für Stufe 2 gilt es, analog vorzugehen und dabei auch die gleichen Winkel (identische Schaufelgeometrie) zu verwenden.

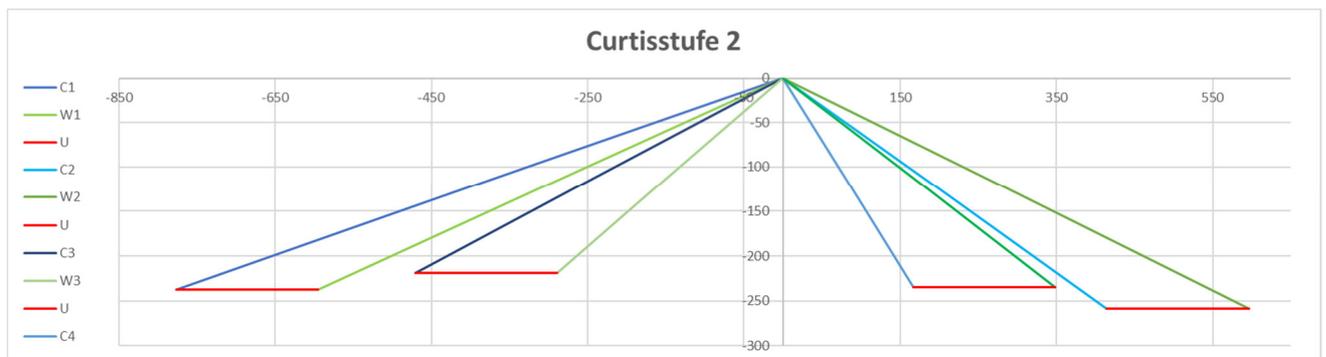


Bild 10-7 Geschwindigkeitsdreieck der zweiten Stufe

A 8 Verlustbehaftete Auslegung

A 8.1 Verlustbeiwert ζ

Um die Gleichung [8], welche die Austrittsgeschwindigkeit der Lavaldüse beschreibt, hinsichtlich der Verluste zu adaptieren, wird ein Verlustbeiwert $\zeta_{Düse}$ eingeführt [7]. Daraus folgt:

$$c_{0th} = \sqrt{\frac{2 * \kappa * p_t}{\kappa - 1 * \rho_t} \left[1 - \left(\frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} + c_t^2 \quad \text{Gl. 47}$$

$$c_0 = c_{0th} * \zeta_{Düse} \quad \text{Gl. 48}$$

Neben der Lavaldüse wird auch jedes Laufrad und das Leitrad mit einem Verlustbeiwert ζ versehen. Verlustbeiwert für die erste Laufschaufel:

$$w_{2i} = \sqrt{(2 * \Delta h''_i + w_{1i}^2) * \zeta} \quad \text{Gl. 49}$$

Verlustbeiwert für die zweite Laufschaufel:

$$w_{4i} = \sqrt{(2 * \Delta h''''_i + w_{3i}^2) * \zeta} \quad \text{Gl. 50}$$

Verlustbeiwert für das Leitrad:

$$c_{3i} = \sqrt{(2 * \Delta h''''_i + c_{2i}^2) * \zeta} \quad \text{Gl. 51}$$

Des Weiteren werden die Verluste bei der Zustandsänderung in Form einer Enthalpiezunahme berücksichtigt. Diese Differenz zur verlustfreien Betrachtung wird als h_d bezeichnet und jeweils für Lavaldüse, Laufschaufel und Leitschaufel angegeben.

h_d für die Lavaldüse:

$$h'_{di} = \frac{c_{0i}^2 - c_{0thi}^2}{2} \quad \text{Gl. 52}$$

h_d für das erste Laufrad:

$$h''_{di} = \frac{w_{1i}^2 - (1 - \zeta^2)}{2} \quad \text{Gl. 53}$$

h_d für das zweite Laufrad:

$$h''''_{di} = \frac{w_{3i}^2 - (1 - \zeta^2)}{2} \quad \text{Gl. 54}$$

h_d für das Leitrad:

$$h'''_{di} = \frac{c_{2i}^2 - (1 - \zeta^2)}{2} \quad \text{Gl. 55}$$

Durch die Adaption der Zusammenhänge kann damit der Verlust gut abgebildet werden. Für die Berechnung wurden folgende Verlustbeiwerte angenommen (Tabelle 10-9).

Tabelle 10-9 Verlustbeiwert [7]

	Verlustbeiwert ζ
Lavaldüse	0,9
Erstes Laufrad	0,75
Zweites Laufrad	0,85
Leitrad	0,88

A 8.2 Totalgeschwindigkeit c_t

Der ursprüngliche Wert der Kesselgeschwindigkeit $c_t = 27\text{m/s}$ basiert auf einer Annahme des isentropen Wirkungsgrades. Durch die verlustbehaftete Rechnung ergibt sich jedoch auch dafür eine veränderliche Rechengröße. Dies bedingt eine iterative Adaption der Kesselgeschwindigkeit.

A 8.3 Vorgehen

Die verlustbehaftete Auslegung erfolgt bis auf den Austausch von den Gleichungen [8], [22], [29], [35] und [42] durch [47], [48], [49], [50] und [51] sowie der Berücksichtigung der Totalgeschwindigkeit identisch zu Kapitel A 3.1 .

A 8.4 Ergebnis

Die gesamten Geschwindigkeiten für beide Stufen und infolgedessen die Geschwindigkeitsdreiecke wurden mit den Verlustbeiwerten aus Kapitel 4.1 ermittelt.

Dadurch ergeben sich folgende qualitative Verläufe für Druck, Temperatur und Absolutgeschwindigkeit.

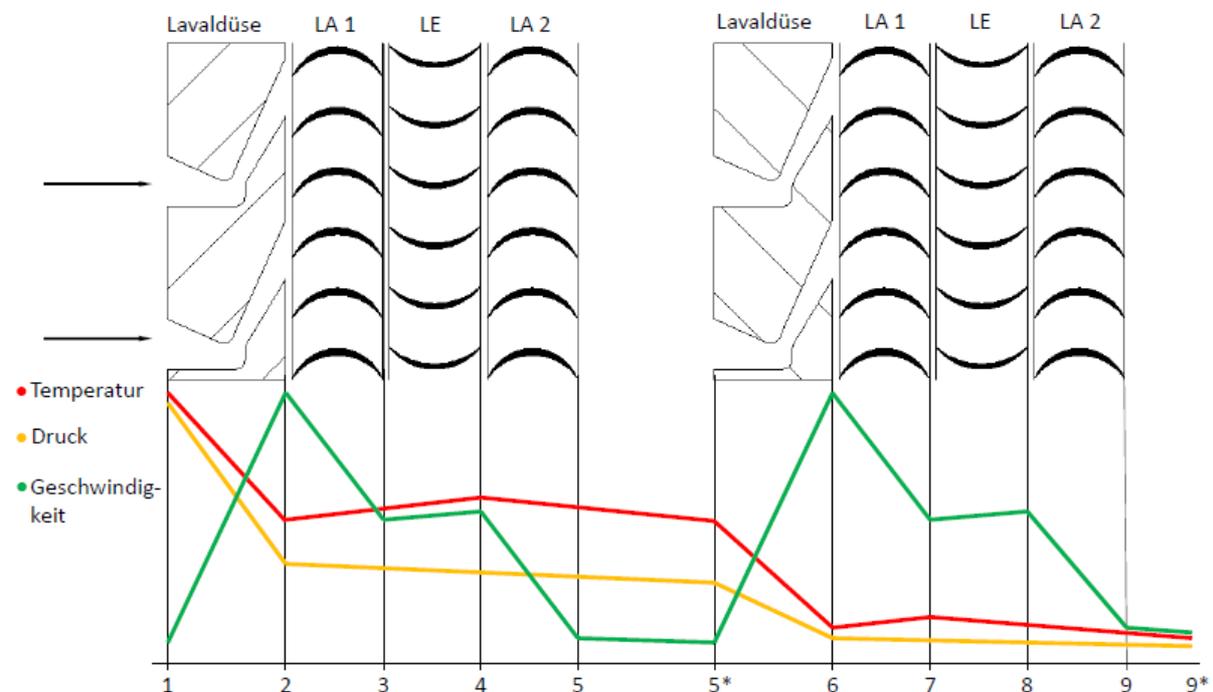


Bild 10-8 qualitative Verläufe von Druck, Temperatur und Absolutgeschwindigkeit

In Tabelle 10-10 finden sich die Werte, welche die Grundlage für die Verläufe aus Bild 10-8 sind.

Tabelle 10-10 Druck, Temperatur und Geschwindigkeit der Referenzstellen

	Punkt	Druck [bara]	Temperatur [°C]	Geschwindigkeit [m/s]
Stufe 1	1	40	400	40
	2	12	262,14	709
	3	11,65	286,52	227
	4	11,01	281,84	248
	5	10,1	271,79	111
	5*	9,86	268,79	40
Stufe 2	6	2,1	131,59	714
	7	2,02	154,89	248
	8	1,87	150,79	264
	9	1,67	140,78	114
	9*	1,62	137,53	26

Auch die Geschwindigkeitsdreiecke der beiden Stufen können mit den Ergebnissen erstellt werden.



Bild 10-9 Geschwindigkeitsdreieck Stufe 1, Verlustbehaftet

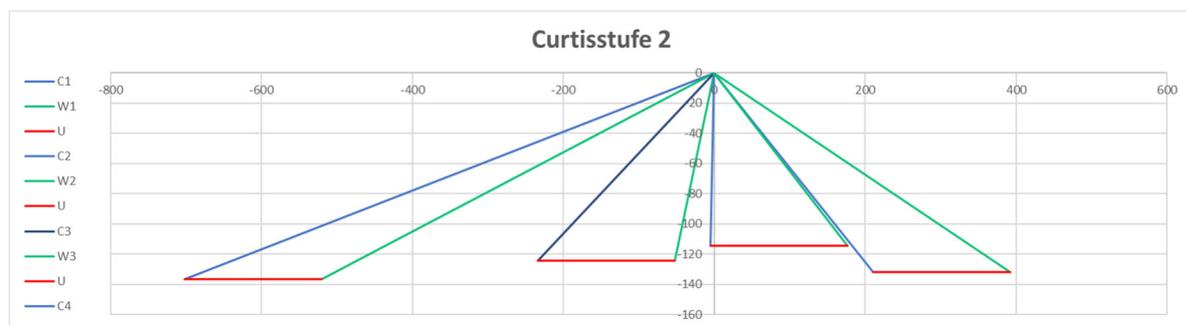


Bild 10-10 Geschwindigkeitsdreieck Stufe 2, Verlustbehaftet

A 8.5 Massenstrom

Mit bekannten Geschwindigkeitsdreiecken lässt sich entnommene Energie über die Dralländerung für jede Turbine bestimmen.

$$H_i = u * \Delta c_{iu} \quad \text{Gl. 56}$$

Die mechanische Leistung folgt aus:

$$P_{mech} = \sum H_i * \dot{m} * \eta_{mech} \quad \text{Gl. 57}$$

Durch Umformen erhält man:

$$\dot{m} = \frac{P_{mech}}{\sum H_i * \eta_{mech}} \quad \text{Gl. 58}$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} wird mit 98% angenommen. Dadurch ergibt sich, eingesetzt in Gleichung [58].

$$\dot{m} = \frac{600}{406,08 * 0,98} = 1,51 \text{ kg/s}$$

A 8.6 Austrittsverlust

Die kinetische Energie, welche der Dampf am Turbinenaustritt der beiden Curtisstufe hat, wird als Energieverlust angesehen. Es ist davon auszugehen, dass die Energie durch Verwirbelungen im Ringraum beziehungsweise in der Austrittsspirale dissipiert wird. Diese Verlustenthalpie wird als Δh_{aus1} & Δh_{aus2} bezeichnet. Sie ist von der Austrittsgeschwindigkeit c_4 und Folgegeschwindigkeit abhängig. Als Folgegeschwindigkeit für den Ringraum (zwischen der Curtisstufe 1 und 2) wird die Totalgeschwindigkeit c_t angenommen, da diese auch die Grundlage für die Lavaldüse der zweiten Curtisstufe ist.

$$\Delta h_{aus1} = \frac{c_{4,1}^2 - c_t^2}{2} \quad \text{Gl. 59}$$

Als Folgegeschwindigkeit für den zweiten Austrittsverlust wird die Ausströmgeschwindigkeit c_{aus2} in der Abdampfleitung gewählt.

$$\Delta h_{aus2} = \frac{c_{4,2}^2 - c_{aus2}^2}{2} \quad \text{Gl. 60}$$

Der Durchmesser der Abdampfleitung beträgt $d_{Ab}=330\text{mm}$.

$$A_{aus} = \frac{d_{Ab}^2 * \pi}{4} \quad \text{Gl. 61}$$

Somit lässt sich c_{aus2} mit Hilfe des Massenstroms aus Kapitel 4.3 und des spezifischen Volumens am Austritt bestimmen.

$$c_{aus2} = \dot{m} * v_a * \frac{1}{A_{aus}} \quad \text{Gl. 62}$$

Durch die Enthalpiedifferenz ergibt sich folgende Zustandsänderung. Die Indizes n und m sprechen für zwei beliebige Drücke.

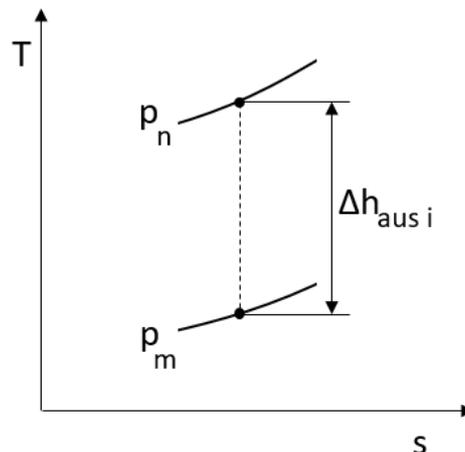


Bild 10-11 Austrittsverlust

A 9 Zustandsänderung

A 9.1 Prinzipielles Vorgehen

Für die Ermittlung der einzelnen Punkte der Zustandsänderung wird immer vom vorherigen bekannten Punkt ausgegangen. Dabei erfolgt zunächst eine isentrope Zustandsänderung mit Δh ($A_i \rightarrow A_{i+1s}$). Ist dieser Hilfspunkt bekannt, wird mit Hilfe der Enthalpiedifferenz infolge der Verluste h_d der Endpunkt des Prozesses gefunden ($A_{i+1s} \rightarrow A_{i+1}$). Dabei geht man von einer isobaren Zustandsänderung aus (Bild 10-12).

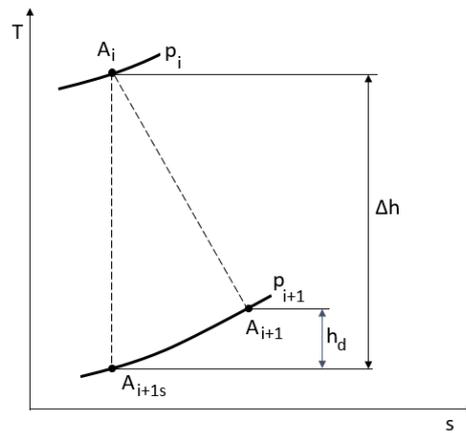


Bild 10-12 verlustbehaftete Zustandsänderung

A 9.2 Vollständige Zustandsänderung

In Tabelle 10-11 sind alle Werte der Zustandsänderung abgebildet. Diese bilden die Basis für die Darstellung im h-s Diagramm (Bild 10-13). Im h-s Diagramm werden die Punkte der isentropen Zustandsänderung (Index s) nicht gezeigt.

Tabelle 10-11 vollständige Zustandsänderung

	p_{abs} [bar]	T [°C]	s [kJ/kgK]	h [kJ/kg]	h_i - h_{i+1}	v [m ³ /kg]	ρ [kg/m ³]
Zustand 1	40,00	400,00	6,77	3214,37	0,00	0,07	13,62
Zustand 2s	12,00	236,46	6,77	2904,01	310,36	0,19	5,37
Zustand 2	12,00	262,14	6,88	2963,13	-59,12	0,20	5,07
Zustand 3s	11,65	258,43	6,88	2956,08	7,05	0,20	4,95
Zustand 3	11,65	286,52	7,00	3018,22	-62,14	0,22	4,63
Zustand 4s	11,01	279,18	7,00	3004,11	14,11	0,23	4,42
Zustand 4	11,01	281,84	7,01	3009,93	-5,82	0,23	4,38
Zustand 5s	10,10	270,84	7,01	2988,77	21,16	0,24	4,09
Zustand 5	10,10	271,79	7,01	2990,86	-2,09	0,24	4,14
Zustand 5*	9,86	268,75	7,01	2985,45	5,41	0,25	4,07
Zustand 6s	2,10	121,76	7,01	2670,03	315,42	0,84	1,19
Zustand 6	2,10	131,59	7,16	2729,96	-59,93	0,84	1,19
Zustand 7s	2,02	127,86	7,16	2722,79	7,17	0,87	1,15
Zustand 7	2,02	154,89	7,30	2779,43	-56,63	0,93	1,08
Zustand 8s	1,87	147,41	7,30	2765,09	14,34	0,98	1,02
Zustand 8	1,87	150,79	7,32	2772,08	-6,99	0,99	1,01
Zustand 9s	1,67	139,56	7,32	2750,57	21,51	1,08	0,92
Zustand 9	1,67	140,78	7,32	2753,10	-2,53	1,12	0,89
Zustand 9*	1,62	137,53	7,32	2746,72	6,38	1,15	0,87

Mollier hs diagram

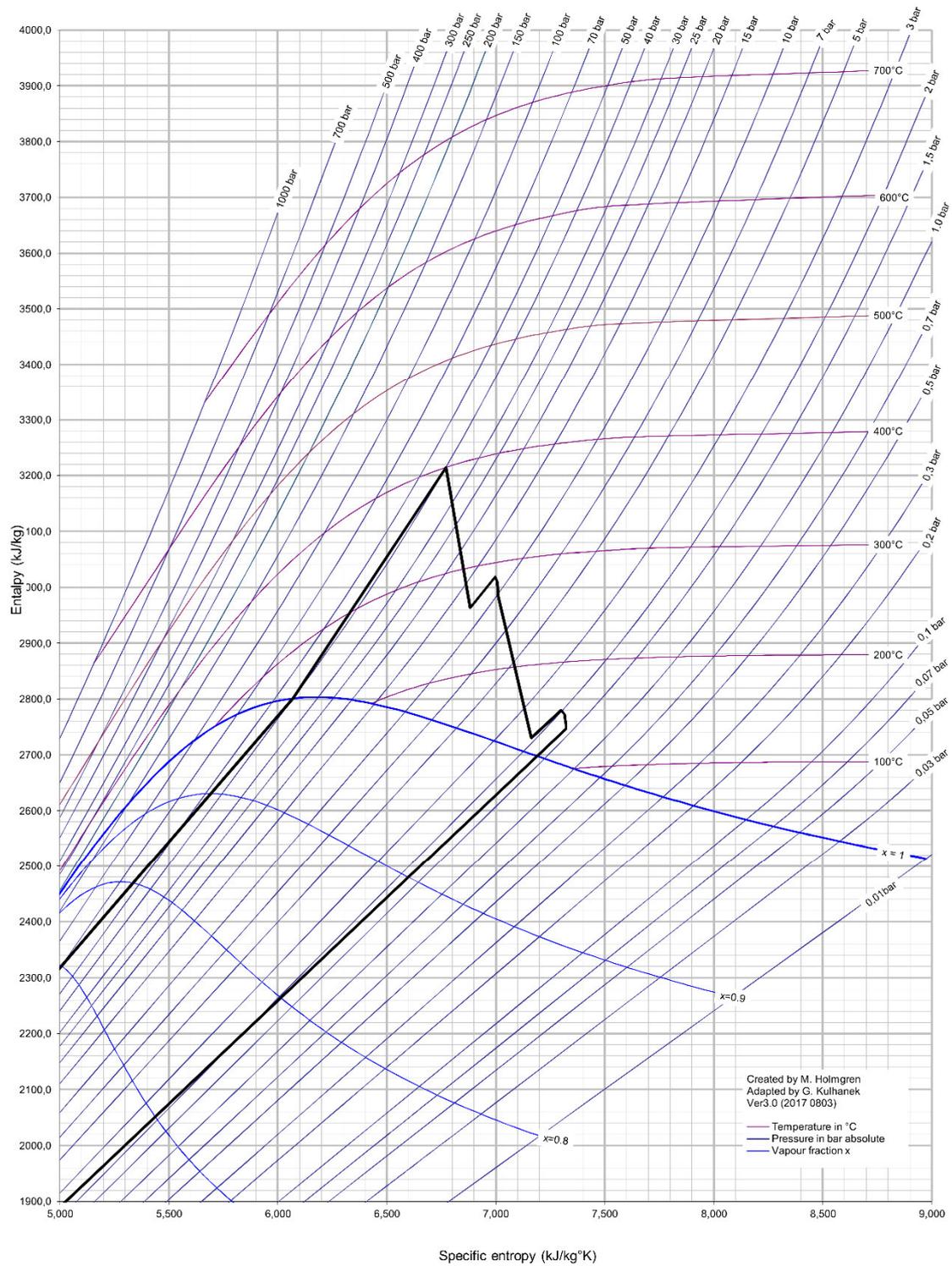


Bild 10-13 Zustandsänderung im h - s Diagramm

Stufe 1		Laufrad 1		Leitrad		Laufrad 2	
Laufradläuse		Laufrad 1		Leitrad		Laufrad 2	
R1'	0,12 Reaktionsgrad	R1	0,02 Reaktionsgrad	R2'	0,04 Reaktionsgrad	R2	0,06 Reaktionsgrad
$\Delta H'$	310,36 kJ/kg	$\Delta H''$	7,05 kJ/kg	$\Delta H'''$	14,11 kJ/kg	$\Delta H''''$	21,16 kJ/kg
$\zeta_{Düse}$	0,90	ζ_s	0,75	ζ_s	0,88	ζ_s	0,85
$c_{1,t}$	29,41 m/s	c_1	709,57 m/s	c_2	226,84 m/s	c_3	248,39 m/s
$c_{1,th}$	788,41 m/s	$c_{1,u}$	3,91	c_3	248,39 m/s	c_3/u	1,37
c_1	709,57 m/s	$c_{1,ax}$	135,39 m/s	h''_d	5,80 kJ/kg	c_3_u	219,32 m/s
a	567,29 m/s	$w_{1,u}$	515,06 m/s	$\eta_{1,s}$		w_3	116,61 m/s
Ma	1,39 lokale Ma-Zahl	w_1	532,55 m/s			w_4	37,84 m/s
h'_d	59,05 kJ/kg	w_2	409,23 m/s			w_3	122,60 m/s
$\eta_{1,s}$	0,81	$w_{2,u}$	373,85 m/s			w_4	203,56 m/s
		$c_{2,u}$	192,37 m/s			$c_{4,u}$	170,72 m/s
		c_2	226,84 m/s			c_4	-10,75 m/s
		$c_{2,ax}$	120,21 m/s			$c_{4,ax}$	111,39 m/s
		h''_d	62,04 kJ/kg			h''''_d	110,87 m/s
		$\eta_{1,s}$	-7,80			$\eta_{1,s}$	2,09 kJ/kg
							0,90
						Δh_{aus}	5,76 kJ/kg
		$\Delta C_{1,u}$	888,90 m/s			$\Delta C_{2,u}$	208,56 m/s
		H_{-1}	161,31 kJ/kg			H_{-2}	37,85 kJ/kg
		α_1	11,00°			α_3	28,00°
		α_1	0,19 rad			α_3	0,49 rad
		α_2	32,00°			α_4	-84,46°
		α_2	0,56 rad			α_4	-1,47 rad
		β_1	14,73°			β_3	72,02°
		β_1	0,26 rad			β_3	1,26 rad
		β_2	24,00°			β_4	33,00°
		β_2	0,42 rad			β_4	0,58 rad

Stufe 2

Lavauldüse		Laufgrad 1		Leitrad		Laufgrad 2	
R1'	0,12 Reaktionsgrad	R1	0,02 Reaktionsgrad	R2'	0,04 Reaktionsgrad	R2	0,06 Reaktionsgrad
$\Delta H'$	315,07 kJ/kg	$\Delta H''$	7,16 kJ/kg	$\Delta H'''$	14,32 kJ/kg	$\Delta H''''$	21,48 kJ/kg
$\zeta_{Düse}$	0,90	ζ_s	0,78	ζ_s	0,88	ζ_s	0,85
c_{-t}	29,76 m/s	c1	714,43 m/s	c2	248,62 m/s	c3	264,66 m/s
c_{l_th}	793,81 m/s	c1_u	3,94 0,25401381	c3	264,66 m/s	c3_u	1,46 m/s
c1	714,43 m/s	c1_u	701,30 m/s			c3_u	233,68
a	490,82 m/s	c1_ax	136,32 m/s	n''_d	6,57 kJ/kg	c3_ax	124,25 m/s
Ma	1,46 lokale Ma-Zahl	w1_u	519,83 m/s	n_s		w3_u	52,21 m/s
h_d	59,86 kJ/kg	w1	537,40 m/s			w3	134,78 m/s
n_s	0,81	w2	429,44 m/s			w4	210,15 m/s
		w2_u	392,32 m/s			w4_u	176,25 m/s
		c2_u	210,84 m/s			c4_u	-5,22 m/s
		c2	248,62 m/s			c4	114,58 m/s
		c2_ax	131,75 m/s			c4_ax	114,46 m/s
		h''_d	56,55 kJ/kg			h''''_d	2,52 kJ/kg
		n_s				n_s	0,88
						c_aus	19,80 m/s
						Δh_{aus}	6,37 kJ/kg
						$\Delta C2_u$	228,46 m/s
						H_2	41,46
		$\Delta C1_u$	912,14 m/s			α_3	28,00
		H_1	165,53 kJ/kg			α_4	0,49
		α_1	11,00			α_4	-87,39
		α_1	0,19			β_3	67,21
		α_2	32,00			β_4	1,17
		α_2	0,56			β_4	33,00
		β_1	14,69				0,58
		β_1	0,26				
		β_2	24,00				
		β_2	0,42				

A 11 Plausibilitätskontrolle

Da es sich bei der Berechnung um eine Nachberechnung einer bestehenden Turbine handelt, müssen die Ergebnisse auf ihre Plausibilität geprüft werden. Dies kann unter anderem durch den Vergleich von charakterisierenden Werten wie dem isentropen Wirkungsgrad erfolgen oder mit der Überprüfung, ob die Ergebnisse mit den Geometrien harmonisieren, festgestellt werden.

A 11.1 Isentroper Wirkungsgrad

Der isentrope Wirkungsgrad liegt für eine zweikränzige Curtisstufe bei ungefähr 65% [1]. Mit den Werten für Δh_s (A 2 Umfangsgeschwindigkeit u , Tabelle 10-3) und ΣH_i (A 8.5 Massenstrom) lässt sich der isentrope Wirkungsgrad berechnen [63].

$$\eta_s = \frac{\Sigma H_i}{\Delta h_s} \quad \text{Gl. 63}$$

Dieser beträgt $\eta_s \approx 58\%$. Dass der errechnete Wert kleiner ist, steht mit den angenommenen Verlustbeiwerten (Tabelle 10-9) in Zusammenhang, da diese für kleine Maschinen gewählt worden sind. Bei kleinen Maschinen nimmt die relative Grenzschichtdicke zu, wodurch sich eine ausgeprägtere Sekundärströmung ausbildet. Dies führt zu erhöhten Verlusten und somit einer Wirkungsgradminderung.

A 11.2 Teilbeaufschlagung

Die vorhandene Turbine besitzt nur in der ersten Stufe eine Teilbeaufschlagung. An der zweiten Stufe wird bis auf die notwendige konstruktive Verbauung der gesamte Ringquerschnitt verwendet. Die erste Stufe wird durch den Einlaufkasten über $\alpha_1 = 65^\circ$ beaufschlagt. Dabei beträgt der Außenradius $R_a=170\text{mm}$ und R_i 160mm. Die Eintrittsgeschwindigkeit entspricht $c_t = 29\text{m/s}$ (Kapitel A 3.1). Somit lässt sich der Massenstrom \dot{m}_1 bestimmen.

$$\dot{m}_1 = \frac{A_1 * c_t}{v_1} \quad \text{Gl. 64}$$

v_1 ist die spezifische Dichte beim Eintrittszustand und A_1 ist die Ringsegmentfläche.

$$A_1 = (R_a^2 - R_i^2) * \alpha_1 * \frac{\pi}{180} \quad \text{Gl. 65}$$

Dieselben Gleichungen lassen sich für die zweite Stufe aufstellen und somit \dot{m}_2 beschreiben.

$$\dot{m}_2 = \frac{c_k}{v_2} (R_a^2 - R_i^2) * \alpha_2 * \frac{\pi}{180} \quad \text{Gl. 66}$$

Der Zusammenhang der Gleichungen NR & Nr ergibt sich durch die Kontinuität der Massenströme $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = konst.$ Durch Umformen lässt sich folgender Zusammenhang beschreiben:

$$\alpha_2 = \alpha_{2min} = \alpha_1 * \frac{v_2}{v_1} \quad \text{Gl. 67}$$

Dabei ist α_{2min} der minimale Winkel, um den Massenstrom durch die zweite Stufe zu garantieren. Eingesetzt in Gleichung [66]:

$$\alpha_{2min} = 60 * \frac{0,244751}{0,0734} = 200,01^\circ$$

Die tatsächliche Öffnung an der zweiten Stufe, ist in 6 Einzelöffnungen mit je 35° aufgeteilt. Dies macht in Summe 210° und ist damit größer als α_{2min} .

B Thermische Gehäuserandbedingungen

Der abgegebene Wärmestrom des Gehäuses wird hinsichtlich des konvektiven – und des Strahlungswärmestroms unterschieden. Für den konvektiven Wärmetransport ist der Wärmeübertragungskoeffizient α und für die Wärmestrahlung ist das Emissionsverhältnis ϵ eine charakteristische Kenngröße. Die Ermittlung dieser Werte soll im Folgenden beschrieben werden.

B 1 Wärmeübertragungskoeffizient α [W/m²K]

Der Wärmeübertragungskoeffizient ist ein Maß für den konvektiven Wärmetransport. Diese Art der Wärmeübertragung wird grundsätzlich zwischen freier– und erzwungener Konvektion unterschieden. Im Anwendungsfall der Gehäuseberechnung wird von freier Konvektion ausgegangen.

B 1.1 Längs angeströmter Zylinder

Gültigkeitsbereich: $0,1 < Ra < 10^{12}$
 $0,001 < Pr < \infty$

$$Nu_m = \left[0,825 + 0,387 \cdot (Ra \cdot F_3)^{\frac{1}{4}} \right]^2 + 0,87 \cdot \frac{H}{d}$$

$$F_3 = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}$$

Bezugstemperatur für Stoffwerte: $t_B = \frac{t_W + t_F}{2}$

Nu_m = mittl. Nußelt Zahl (-)
 Ra = Rayleigh Zahl (-)
 Pr = Prandtl Zahl (-)
 t_B = Bezugstemperatur für Stoffwerte (°C)
 t_W = Wandtemperatur (°C)
 t_F = Fluidtemperatur (°C)
 $L = H$ (m)

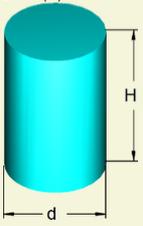


Bild 10-14
 Wärmeübertragungskoeffizient bei freier Konvektion für längs angeströmten Zylinder [8]

Pr	0,69	Prandtl-Zahl
β	2,76E-03 1/K	thermischer Ausdehnungskoeffizient
T_F	30 °C	Fluidtemperatur
T_W	150 °C	Wandtemperatur
T_B	90 °C	Bezugstemperatur der Stoffwerte
ν	2,21E-05 m ² /s	kinematische Zähigkeit
g	9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung
λ	0,03109 W/mK	Wärmeleitfähigkeit
D	350 mm	
H	300 mm	
L	549,78 mm	charakteristische Länge für längs angeströmter Zylinder $L=D\pi/2$
Gr	1,11E+0	Grashof-Zahl
Ra	7,64E+0	Rayleigh-Zahl
F3	1,2	
Nu_m	166,61	mittlere Nußelt-Zahl
α	9,42 W/m ² K	mittlerer Wärmeübertragungskoeffizient

Die Berechnung des längs angeströmten Zylinders eignet sich als gute Näherung für die Beschreibung der Abdampfspirale im Bereich des Abdampfesflansches. Daher wurde die Wandtemperatur $T_W=150^\circ\text{C}$ gewählt.

B 1.2 Quer angeströmter Zylinder

Gültigkeitsbereich: $10^{-6} < Ra < \infty$
 $0 < Pr < \infty$

$$Nu_m = \left[0,60 + 0,387 \cdot (Ra \cdot F_4)^{1/4} \right]^2$$

$$F_4 = \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{1/4} \right]^{-1/4}$$

$$L = \frac{d \cdot \pi}{2}$$

Bezugstemperatur für Stoffwerte: $t_B = \frac{t_W + t_F}{2}$

Nu_m = mittl. Nußelt Zahl (-)
 Ra = Rayleigh Zahl (-)
 Pr = Prandtl Zahl (-)
 t_B = Bezugstemperatur für Stoffwerte (°C)
 t_W = Wandtemperatur (°C)
 t_F = Fluidtemperatur (°C)
 L = kennz. Abmessung (m)

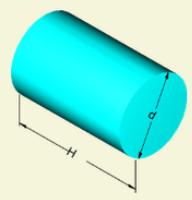


Bild 10-15
 Wärmeübertragungskoeffizient
 für quer angeströmten Zylinder
 [8]

Pr	0,68	Prandtl-Zahl
β	0,003291 1/K	thermischer Ausdehnungskoeffizient
T_F	30 °C	Fluidtemperatur
T_W	240 °C	Wandtemperatur
T_B	135 °C	Bezugstemperatur der Stoffwerte
v	1,21E-05 m ² /s	kinematische Zähigkeit
g	9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung
λ	0,034303 W/mK	Wärmeleitfähigkeit
D	450 mm	
H	550 mm	
L	353,43 mm	charakteristische Länge für längs angeströmter Zylinder $L=D\pi/4$
Gr	2,03E+09	Grashof-Zahl
Ra	1,38E+09	Rayleigh-Zahl
F4	0,3	
Nu_m	127,41	mittlere Nußelt-Zahl
α	12,37 W/m ² K	Mittlerer Wärmeübertragungskoeffizient

Die Berechnung des quer angeströmten Zylinders eignet sich als gute Näherung für die Beschreibung des Gehäusehauptteils. Dafür wurde die Wandtemperatur $T_W=240^\circ\text{C}$ gewählt.

B 1.3 Stoffwerte

Die Stoffwerte für die Berechnung B 1.1 Längs angeströmter Zylinder und B 1.2 Quer angeströmter Zylinder wurden Bild 10-16 entnommen und für die jeweilige Bezugstemperatur linear interpoliert.

Stoffwerte von trockener Luft bei einem Druck $p = 1$ bar								
T [°C]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kg K]	β [10 ⁻³ /K]	λ [W/m K]	μ [10 ⁻⁶ Pa s]	ν [10 ⁻⁶ m ² /s]	a [10 ⁻⁶ m ² /s]	Pr [-]
-40	1,4952	1006	4,304	0,02145	15,09	10,09	14,3	0,71
-20	1,3765	1006	3,962	0,02301	16,15	11,73	16,6	0,71
0	1,2754	1006	3,671	0,02454	17,10	13,41	19,1	0,70
20	1,1881	1007	3,419	0,02603	17,98	15,13	21,8	0,70
40	1,1120	1008	3,200	0,02749	18,81	16,92	24,5	0,69
60	1,0452	1009	3,007	0,02894	19,73	18,88	27,4	0,69
80	0,9859	1010	2,836	0,03038	20,73	21,02	30,5	0,69
100	0,9329	1012	2,684	0,03181	21,80	23,15	33,7	0,69
120	0,8854	1014	2,547	0,03323	22,43	25,33	37,0	0,68
140	0,8425	1017	2,423	0,03466	23,19	27,53	40,5	0,68
160	0,8036	1020	2,311	0,03607	24,01	29,88	44,0	0,68
180	0,7681	1023	2,209	0,03749	24,91	32,43	47,7	0,68
200	0,7356	1026	2,115	0,03891	25,70	34,94	51,6	0,68
250	0,6653	1035	1,912	0,04243	27,40	41,18	61,6	0,67

T	Temperatur in °C	β	thermischer Ausdehnungskoeffizient	a	Temperaturleitzahl
p	Druck	λ	Wärmeleitfähigkeit	Pr	Prandtl-Zahl
ρ	Dichte	μ	dynamische Zähigkeit		
c_p	spezifische Wärmekapazität bei p = konstant	ν	kinematische Zähigkeit		

Bild 10-16 Stoffwerte für trockene Luft bei Atmosphärendruck [9]

für T=90°C

λ	0,031095	W/mK
β	0,00276	1/K
ν	2,2085E-05	m ² /s
Pr	0,69	

für T=135°C

λ	0,0343025	W/mK
β	0,00329079	1/K
ν	1,213E-05	m ² /s
Pr	0,68	

B 1.4 Gewählter Wärmeübertragungskoeffizient

Auf Basis der Berechnungen von B 1.1 Längs angeströmter Zylinder und B 1.2 Quer angeströmter Zylinder wurden für den Wärmeübertragungskoeffizient $\alpha = 10$ W/m²K gewählt.

B 2 Emissionsverhältnis ϵ

Das Emissionsverhältnis ϵ gibt an wieviel Wärmestrahlung ein Körper im Verhältnis zu einem schwarzen Körper abgibt. Beim verwendeten Material für den Einströmkasten handelt es sich um einen Stahlguss. Hierfür wird ein Emissionsverhältnis $\epsilon \approx 0,8$ angegeben [10].

C Fliehkraftbelastete Scheibe

Im Folgenden wird eine durch Fliehkraft belastete Scheibe betrachtet. Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Ausführung und Modellierung in **Creo Simulate 3.0**.

C 1 Modellierung

Um die Belastungen der Scheibe zu ermitteln, ist es nicht notwendig diese gesamt darzustellen. Stattdessen wird nur ein Kreissegment mit folgenden Parametern verwendet.

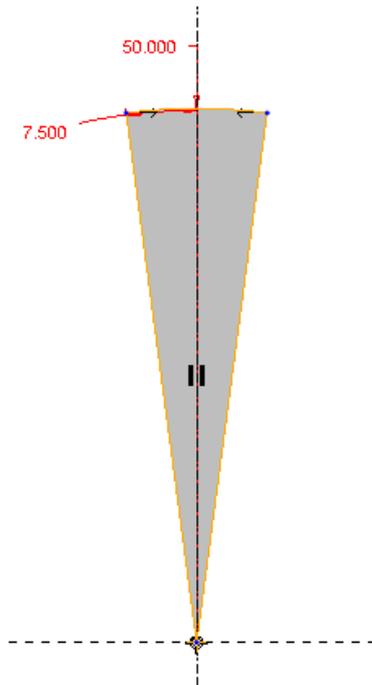


Bild 10-17 Scheibensegment

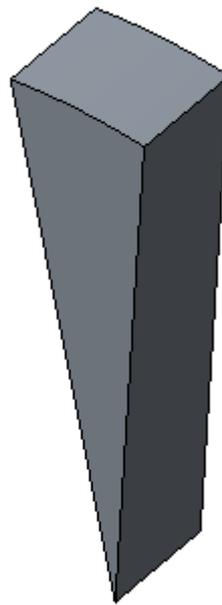


Bild 10-18 Scheibensegment

Außenradius: 50mm, Tiefe: 10mm, Zwischenwinkel: 15°

C 2 Modelvorbereitung

Für die nächsten Schritte ist es notwendig, von **Creo Parametric** nach **Creo Simulate** zu wechseln.

Dies ist unter der Registerkarte **Anwendungen** -> **Simulate** zu finden (Bild 10-19).



Bild 10-19

C 2.1 Materialzuweisung

Die Materialzuweisung ist notwendig, um **Creo Simulate** alle relevanten Stoffwerte zu übergeben. Dies setzt eine vorhandene Materialbibliothek voraus, was hier nicht behandelt wird.

In der Registerkarte **Startseite** findet sich **Materialzuweisung**.



Bild 10-20 Materialzuweisung

Anschließend öffnet sich das Fenster **Materialzuweisung**. Bei **Referenzen** ist **Komponenten** standardmäßig gewählt (Ansonsten umstellen). Unter **Mehr...** lässt sich bei vorhandener Materialbibliothek ein Werkstoff auswählen. Anschließend mit OK bestätigen.

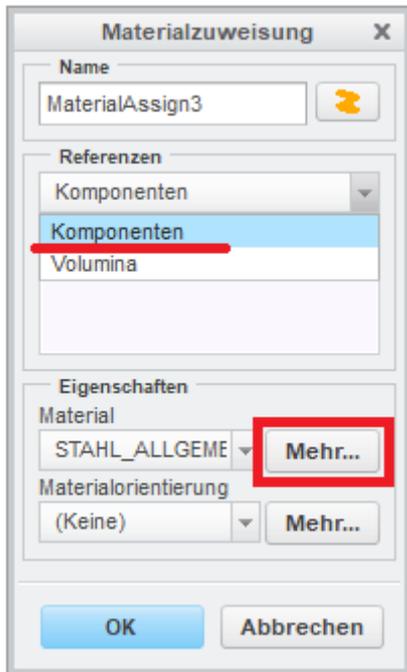


Bild 10-21 Materialzuweisung



Bild 10-22 Materialzuweisung

Als Kontrolle muss nun im Modellbaum das **Materialien** Symbol vorhanden sein.

C 2.2 Randbedingungen

Die Randbedingungen müssen in diesem Fall so gesetzt werden, dass mit dem Simulieren eines Kreissegments eine ganze Scheibe abgebildet werden kann.

Dazu muss zunächst unter **Modell verfeinern** ein neues zylindrisches Koordinatensystem erstellt werden, bei dem der Winkel Theta in die Rotationsrichtung zeigt.

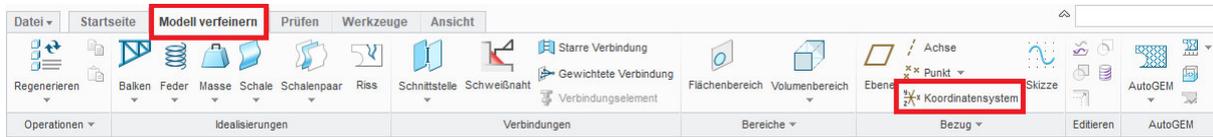


Bild 10-23 Koordinatensystem

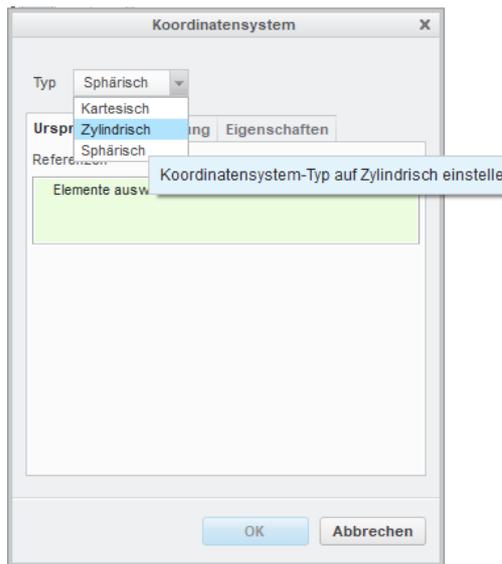


Bild 10-24 Koordinatensystem

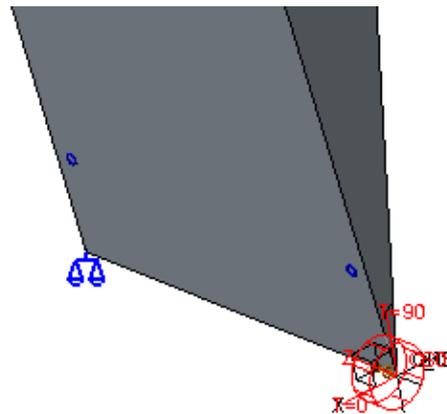


Bild 10-25 Koordinatensystem

Die Randbedingungen können in der Registerkarte **Startseite** unter **Verschiebungen** erstellt werden.



Bild 10-26 Randbedingungen

Unter **Referenzen** muss **Flächen** eingestellt sein. Anschließend wird mittels Mausclick auf die Außenfläche des Kreissegments selbige gewählt. Unter **Koordinatensystem** ist standardmäßig das globale kartesische Koordinatensystem gewählt. Um das zuvor erstellte zylindrische Koordinatensystem zu wählen, muss zunächst der Punkt von **Welt** auf **Ausgewählt** gesetzt werden. Danach lässt sich das Koordinatensystem per Mausclick auswählen. Als Kontrolle den Namen des ausgewählten mit dem zuvor erstellten Koordinatensystem vergleichen.

Um Bedingung der Symmetrie zu erfüllen, müssen folgende Randbedingungen gesetzt werden:

Translation in R -> frei

Translation in Theta -> fix

Translation in Z -> frei

Die Rotationsrandbedingungen sind **nicht** zu verändern.

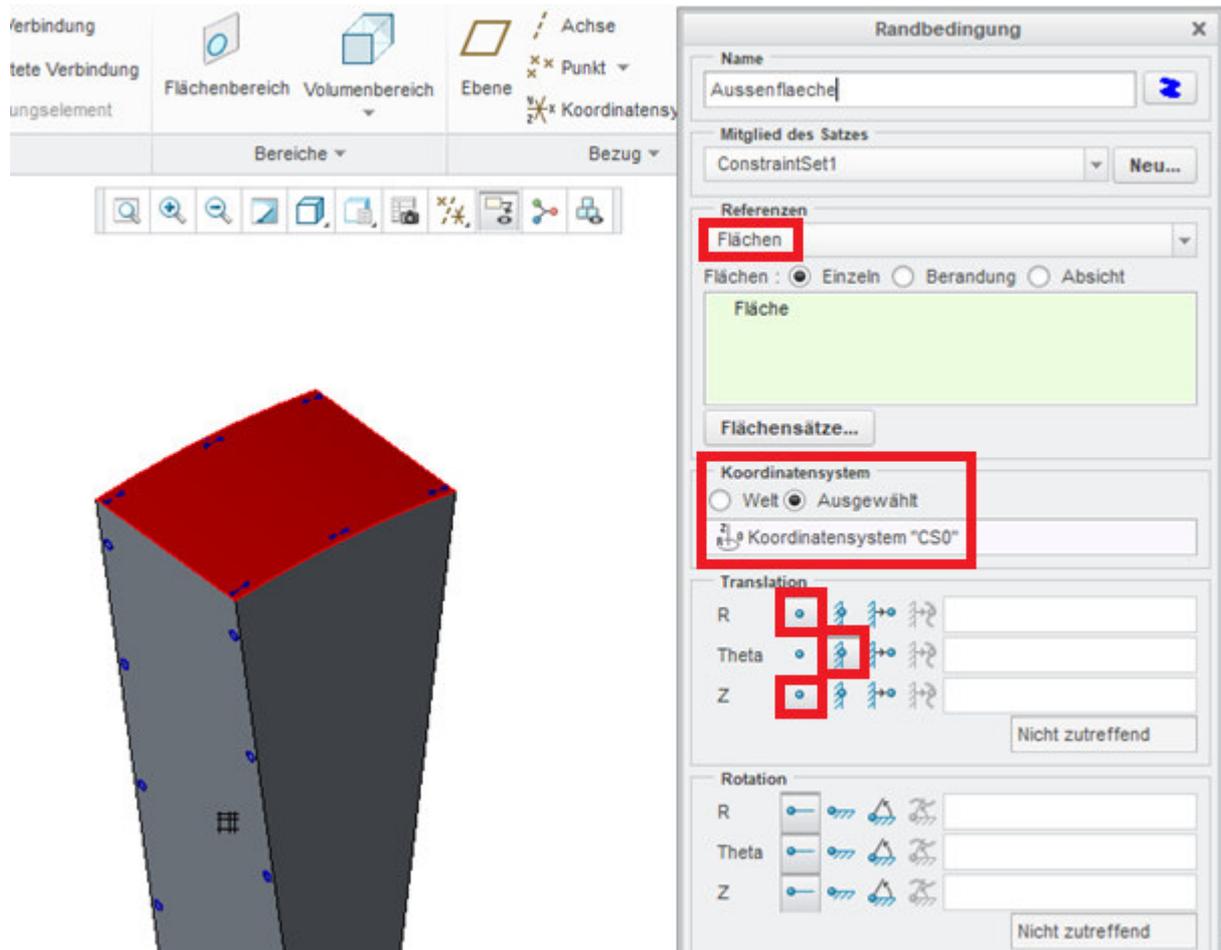


Bild 10-27 Randbedingungen

Zusätzlich ist noch eine Symmetriebedingung notwendig. Diese ist unter **Startseite** -> **Beschränkungen** -> **Symmetrie** zu erstellen.

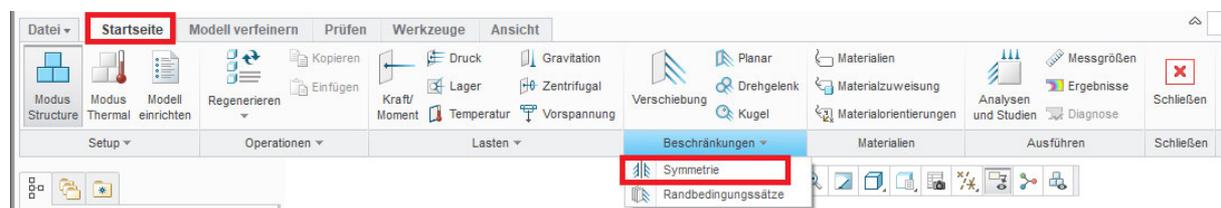


Bild 10-28 zyklische Randbedingung

Im Fenster **Symmetrie-Randbedingung** muss zunächst unter **Typ** auf **zyklisch** eingestellt werden.

Anschließend werden die beiden zum Mittelpunkt laufenden Flächen ausgewählt.

Das Feld **Achse Kante Kurve** sollte nicht aktiv sein. Wenn doch, hier die Drehachse des Kreissegments wählen.

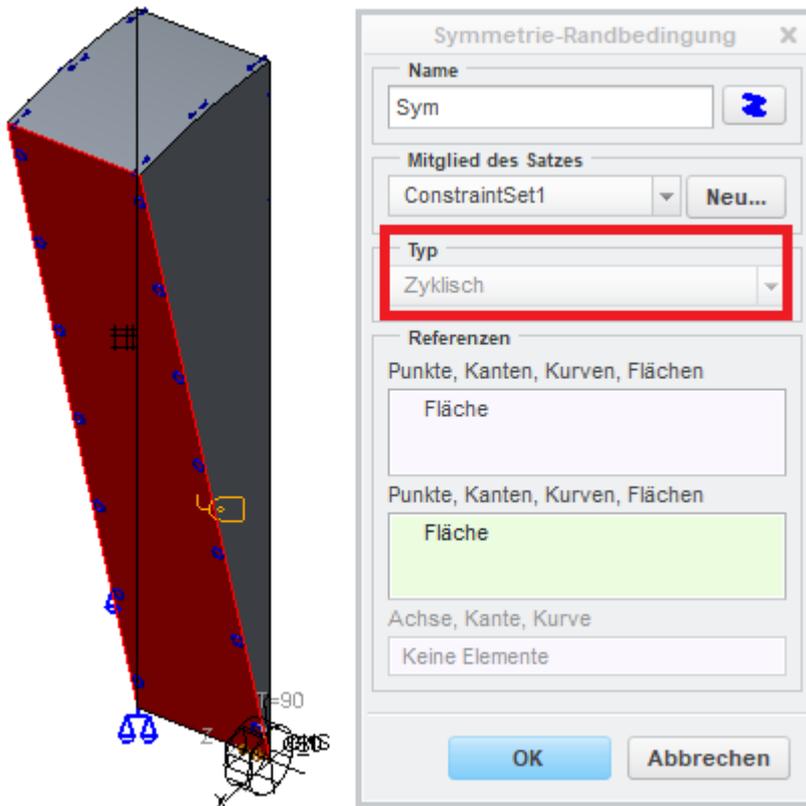


Bild 10-29 Randbedingung

C 2.3 Fliehkraft

Die Erstellung der Fliehkraft findet sich unter **Startseite** -> **Zentrifugal**. In diesem Beanspruchungsfall wird von einer konstanten Winkelgeschwindigkeit (Drehzahl 5000 Um/min) ausgegangen. Des Weiteren wird angenommen, dass sich die Scheibe in der Ebene befindet (dreht um die Vertikalachse), weshalb keine Gravitationskraft berücksichtigt werden muss.



Bild 10-30 Fliehkraft

Im globalen kartesischen Koordinatensystem ist die Drehachse die Z-Achse, da dies nicht immer der Fall sein muss, erfolgt eine Überprüfung. Neben der richtigen Achse ist auch auf die Einheiten zu achten. Es lässt sich zwischen „deg/sec“, „rad/sec“ und dem gewählten „RPM“ unterscheiden. Da wir von einer konstanten Geschwindigkeit ausgehen, sind alle Felder der Winkelbeschleunigung auf 0 gesetzt.

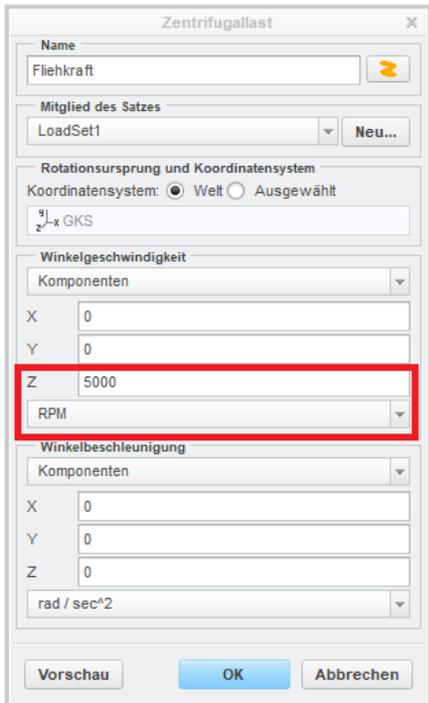


Bild 10-31 Fliehkraft

C 2.4 Kontrolle

Sind alle Schritte durchgeführt, sollte der Modellbaum wie folgt aussehen:

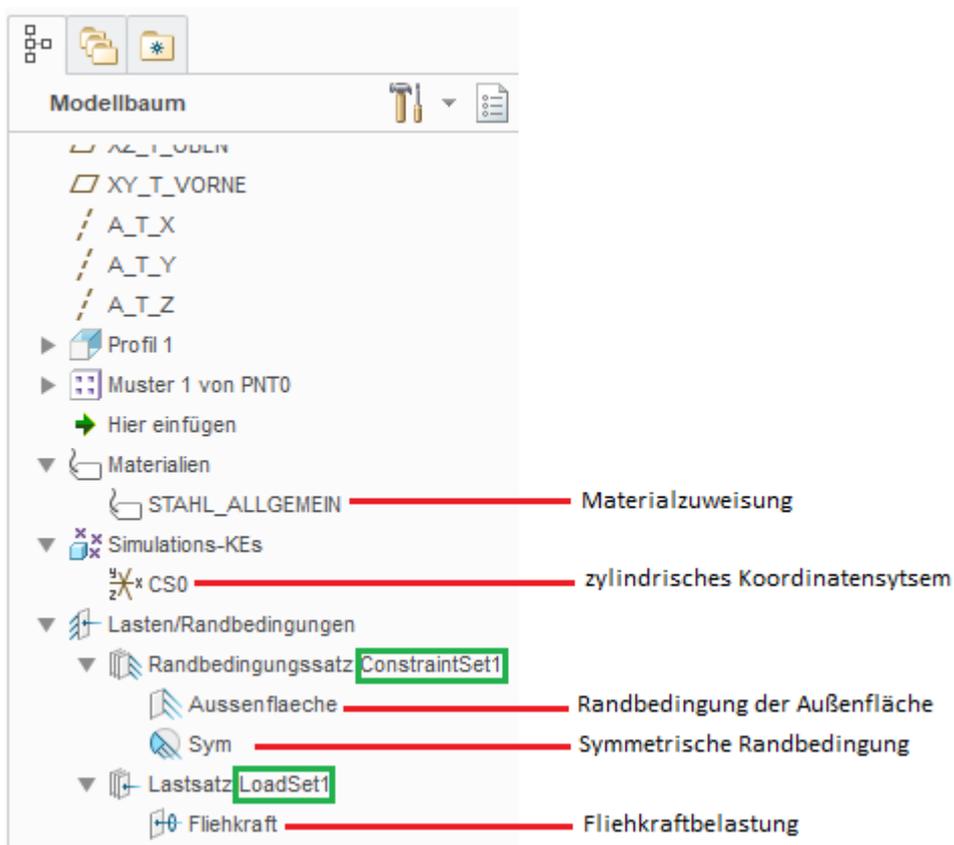


Bild 10-32 Kontrolle

C 3 Analyse

Um eine Analyse durchzuführen, muss das Feld **Analysen und Studien** unter **Startseite** verwendet werden.



Bild 10-33 Analyse

In diesem Fall wird das Vorgehen bei einer statischen Analyse betrachtet. Im Fenster **Analysen und Konstruktionsstudien** muss unter **Datei** -> **Neue statische Analyse** ausgewählt werden.

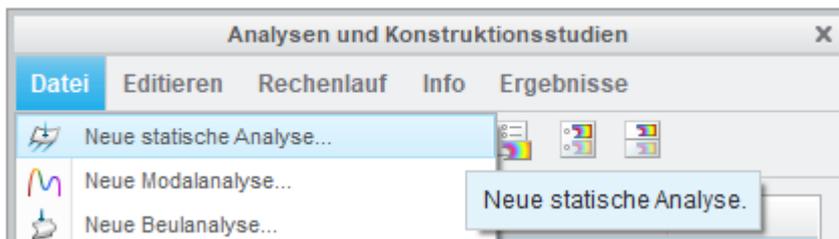


Bild 10-34 Analyse

Unter den Definitionen der Analyse ist darauf zu achten, dass die richtigen Kraft- und Randbedingungen gewählt sind.

Definition der statischen Analyse X

Name:

Beschreibung:

Nichtlinear/Lastverläufe verwenden Massenträgheitsentlastung

Beschränkungen

Randbedingungssätze kombinieren

Randbedingungssatz/Komponente

ConstraintSet1 / KREISSEGMENT

Lasten

Summierte Lastsätze

Lastsatz/Komponente

LoadSet1 / KREISSEGMENT

Konvergenz Ausgabe Ausgeschlossene Elemente

Methode

Lokale Netzverfeinerung Kontaktkraft überprüfen

Presseinpassung (anfängliche gegenseitige Durchdringung)

Maximale anfängliche gegenseitige Durchdringung

Detaillierte Spannungen an Kontaktschnittstellen berechnen

Bild 10-35 Analyse

Vergleiche mit „1.2.4 Kontrolle“ -> [ConstraintSet1](#) und [LoadSet1](#).

D Fliehkraftbelasteter Kreisring

Um einen Fliehkraftbelasteten Kreisring zu simulieren, ist nahezu identisch wie bei der Scheibe vorzugehen. Jene Details, welche sich unterscheiden, werden im Folgenden behandelt.

D 1 Modellierung

Wie bei der Fliehkraftbelasteten Scheibe wird nur ein Kreisringsegment mit folgenden Parametern betrachtet:

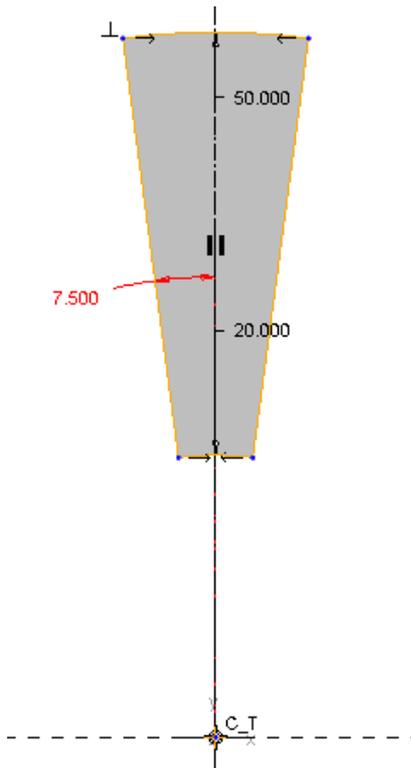


Bild 10-36 Kreisringsegment

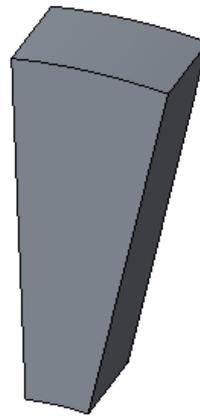


Bild 10-37 Kreisringsegment

Außenradius: 50mm, Innenradius: 20mm, Tiefe: 10mm, Zwischenwinkel: 15°

D 2 Modellvorbereitung

Siehe C 2 Modellvorbereitung

D 2.1 Materialzuweisung

Siehe C 2.1 Materialzuweisung

D 2.2 Randbedingungen

Zusätzlich zu den getroffenen Randbedingungen (Siehe C 2.2 Randbedingungen) muss beim Kreisringsegment eine weitere getroffen werden, welche die Innenfläche des Teils bedingt.

Erstellung einer Randbedingung:



Bild 10-38 Randbedingung

Unter **Referenzen** muss **Flächen** eingestellt sein. Anschließend wird mittels Mausclick auf die Innenfläche des Kreisringsegments selbige gewählt. Unter **Koordinatensystem** ist standardmäßig das globale kartesische Koordinatensystem gewählt. Um das zuvor erstellte zylindrische Koordinatensystem zu wählen, muss zunächst der Punkt von **Welt** auf **Ausgewählt** gesetzt werden. Danach lässt sich das Koordinatensystem per Mausclick auswählen. Als Kontrolle den Namen des ausgewählten mit dem zuvor erstellten Koordinatensystem vergleichen.

Um die Bedingung der Symmetrie zu erfüllen, müssen folgende Randbedingungen gesetzt werden:

Translation in R -> frei

Translation in Theta -> frei

Translation in Z -> fix

Die Rotationsrandbedingungen sind **nicht** zu verändern.

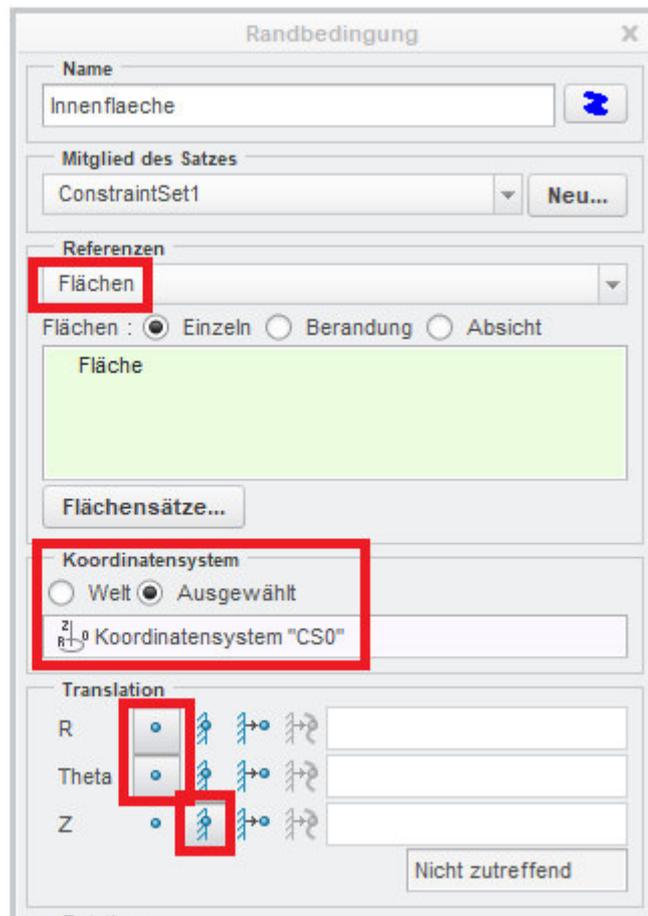
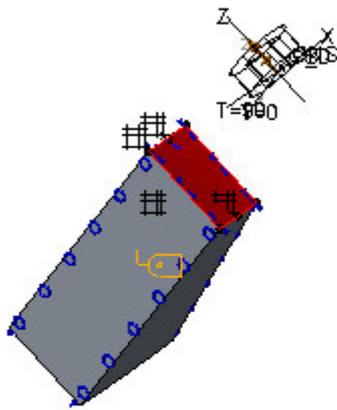


Bild 10-39 Randbedingung

D 2.3 Fliehkraft

Siehe C 2.3 Fliehkraft

D 2.4 Kontrolle

Sind alle Schritte durchgeführt, sollte der Modellbaum wie folgt aussehen:

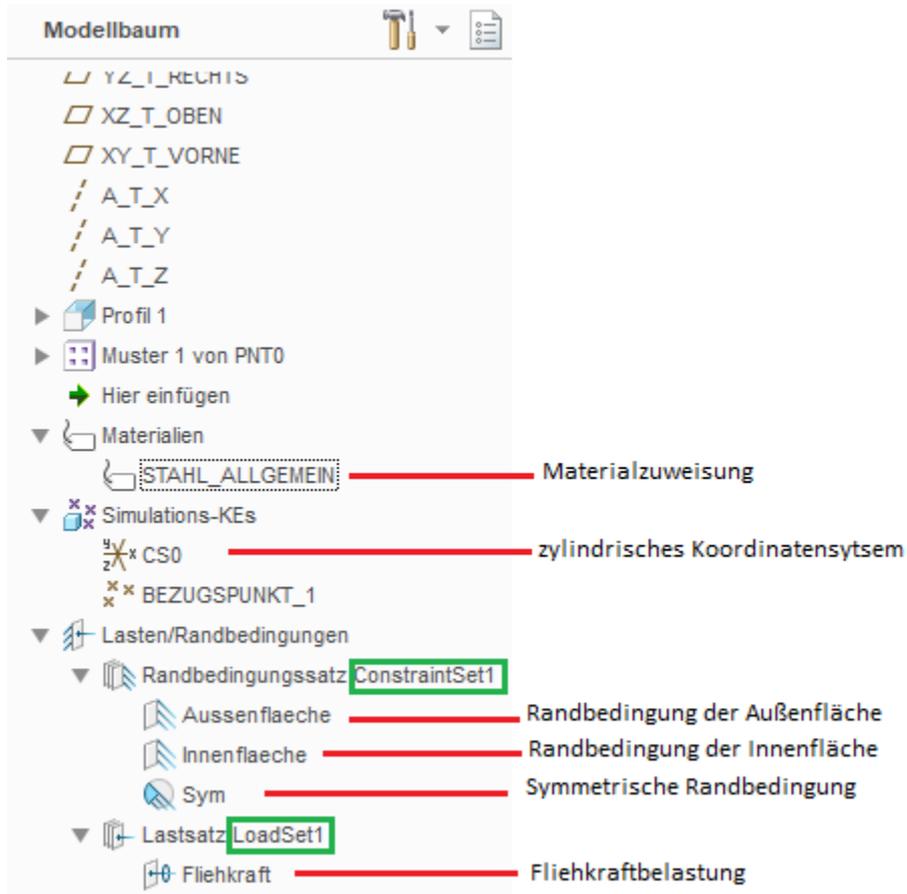


Bild 10-40 Kontrolle

D 3 Analyse

Siehe C 3 Analyse

E Ersatzmodellierung einer Schraubverbindung anhand einer Konsole

Creo Simulate 6.0 bietet zum Verbinden von Bauteilen das Tool **Verbindungselement** an. Damit lassen sich Schraubverbindungen abbilden. Wird eine Baugruppe sowohl mechanisch als auch thermisch beansprucht (z.B.: Kessel, Turbinengehäuse), muss für die Simulation die thermische Beanspruchung mit der **MEC/T Last** in den strukturmechanischen Modus übertragen werden. Hier tritt als Problem auf, dass **MEC/T Lasten** und **Verbindungselemente** nicht kompatibel sind. Im Folgenden soll die Ersatzmodellierung anhand von zwei Lösungsansätzen mit der Schraubverbindung der Funktion **Verbindungselemente** verglichen werden.

E 1 Baugruppe

Die Baugruppe besteht aus zwei Teilen. Diese werden mit vier Schraubverbindungen zusammengehalten. Die Baugruppe ist hinsichtlich der Vertikalachse symmetrisch. Dadurch sind die Belastungen der Schraubverbindung 1 & 2 sowie 3 & 4 gleich groß (Bild 10-41).

In der Simulation werden die Schraubverbindungen 1 & 3 durch das Tool **Verbindungselement** abgebildet. Die Verbindung von 2 & 4 erfolgt durch ein Ersatzmodell.

Der Schnittstellentyp zwischen den Bauteilen wird als **Kontakt** ausgeführt.

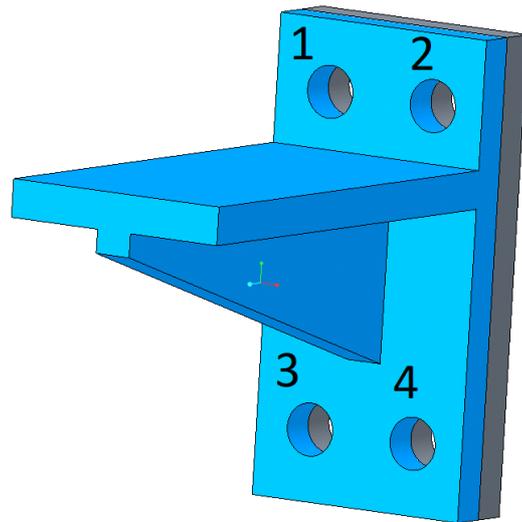


Bild 10-41 Baugruppe

Die hintere Fläche ist vollständig in allen translatorischen Freiheitsgraden gesperrt (Bild 10-42).

Die Belastung wirkt am Ende der Auskrägung vertikal mit einer Kraft von 3kN.

Simuliert werden Schraubverbindungen mit dem Nenndurchmesser M10 und einer Vorspannkraft von 28.8kN.

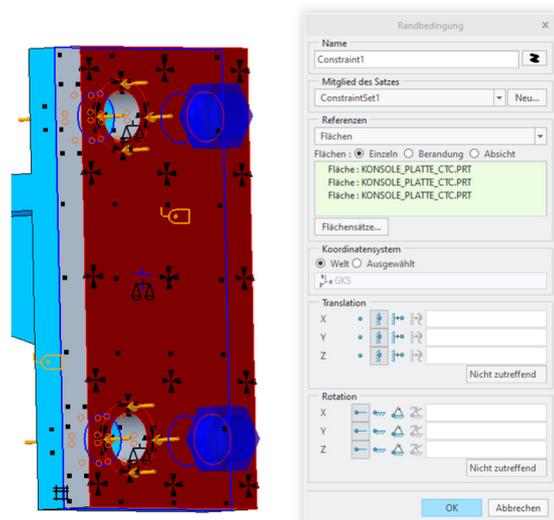


Bild 10-42 Randbedingung

E 2 Ersatzmodellierung Durchgangsbohrung I

Die erste betrachtete Ersatzmodellierung wird mittels einer starren Verbindung der Mantelflächen der Bohrung abgebildet (Bild 10-43, Bild 10-44 – braun, starre Verbindung). An den Auflageflächen des Schraubenkopfes/Mutter wird eine Kreisringfläche erzeugt, welche als Außendurchmesser den Schraubenkopfdurchmesser besitzt (Bild 10-45). Auf dieser Fläche wird die Vorspannkraft durch die Funktion **Kraft/Moment** aufgebracht (Bild 10-46).

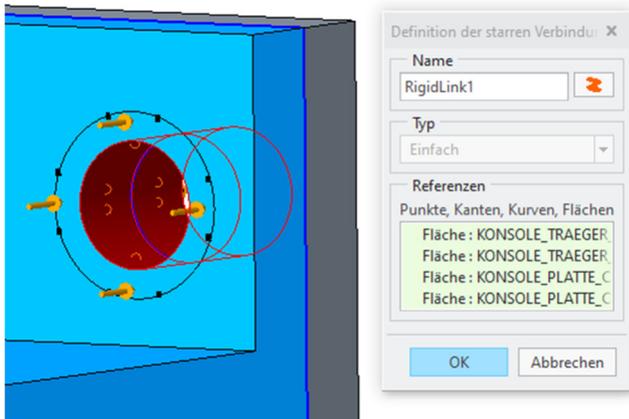


Bild 10-43 starre Verbindung

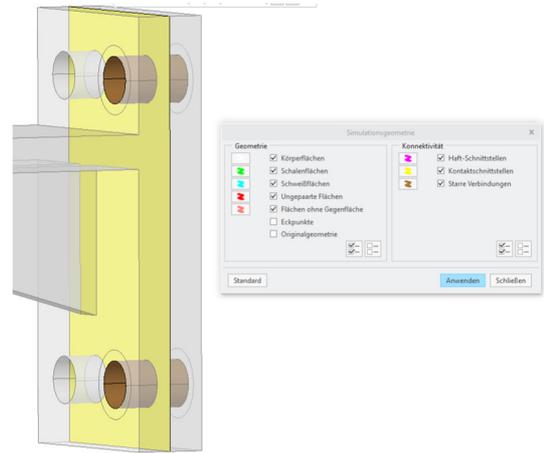


Bild 10-44 Schnittstellen

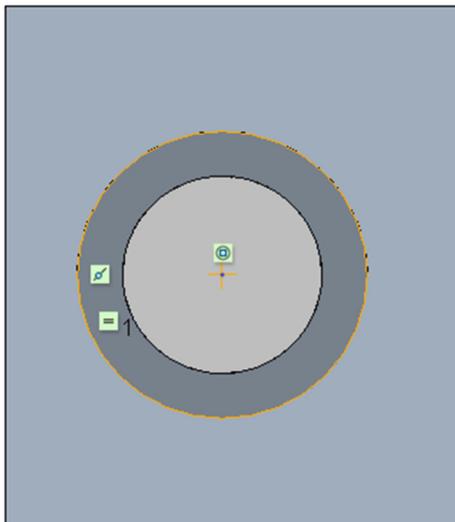


Bild 10-45 Skizze der Auflagefläche

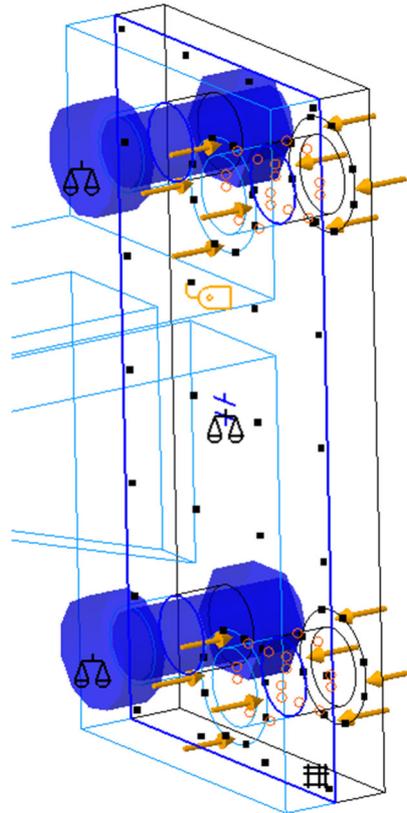


Bild 10-46 Ersatzmodellierung

Neben den Kontaktflächen der Bauteile wurden auch die Kreisringflächen, die den Schraubenkopf ersetzen sollen, hinsichtlich des Netzes verfeinert.

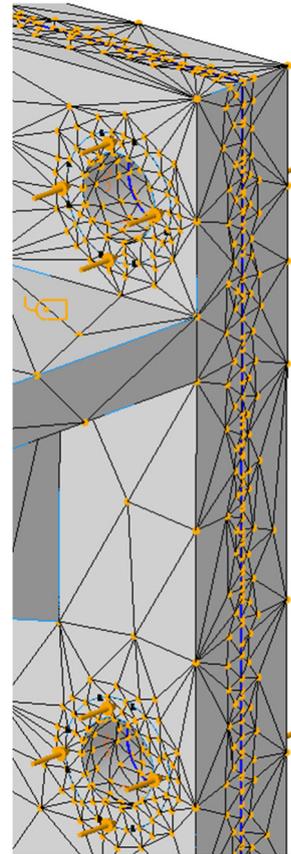


Bild 10-47 Netzeinstellung

E 3 Ersatzmodellierung Durchgangsbohrung II

Für die zweite Ersatzmodellierung wird eine Schraubennachbildung verwendet. Um die Rechenzeit zu verkürzen, wird dabei auf komplexe Geometrien wie den Fasen oder den Sechskant verzichtet. Die Kontaktflächen des Schraubenkopfes werden als haftende Schnittstelle ausgeführt (Bild 10-48). Auch hier ist die Rechenzeitminimierung der Gedanke dahinter. Für die Vorspannung wird ein Volumenbereich inmitten der Schraube erstellt (Bild 10-50), auf welchem dann die Kraft eingestellt werden kann (Bild 10-51). Der Vorteil in diesem Ersatzmodell liegt darin, dass die Schraubennachbildung eine Steifigkeit besitzt und sie somit der realen Schraubverbindung näher kommt.

Die Netzverfeinerung ist im Bereich der Kontaktfläche zwischen den beiden Bauteilen sowie an der Auflagefläche der Schraubenköpfe (Bild 10-49).

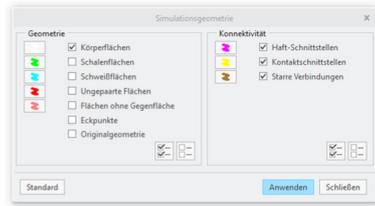
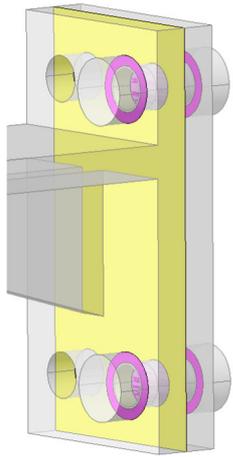


Bild 10-48 Schnittstellen

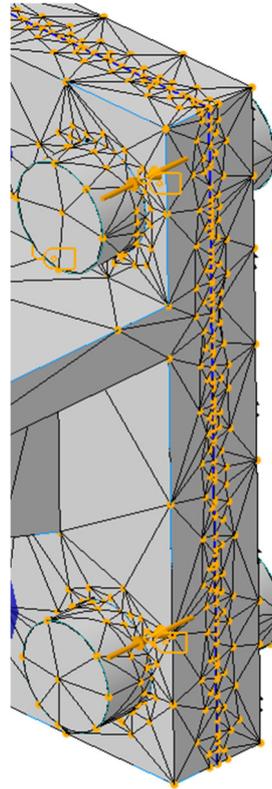


Bild 10-49 Netzeinstellung



Bild 10-50 Vorspannung

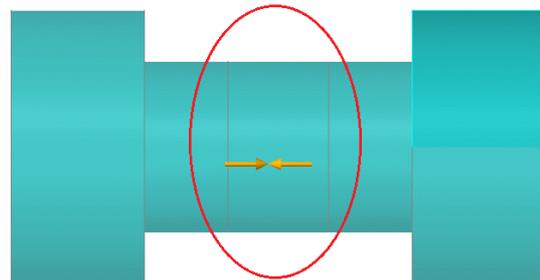


Bild 10-51 Schraube mit Volumenbereich und Vorspannung

E 4 Ersatzmodellierung Sackloch I

Die Ersatzmodellierung basiert auf der von E 2 Ersatzmodellierung Durchgangsbohrung I. Der Unterschied liegt darin, dass die Vorspannkraft an der Mantelfläche des Sacklochs definiert ist (Bild 10-53 Vorspannkraft). Auch die Netzverfeinerung wird an dieser Fläche vorgenommen (Bild 2-1).

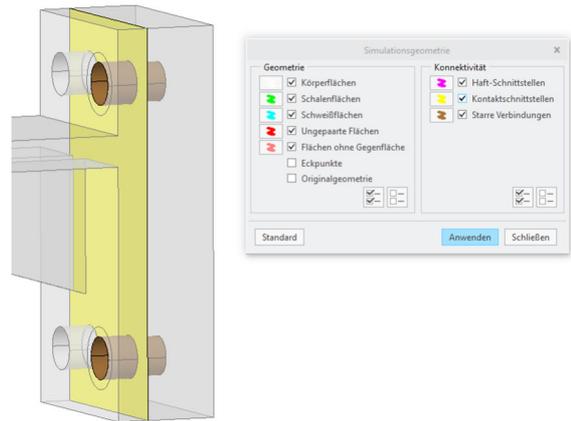


Bild 10-52 Schnittstellen

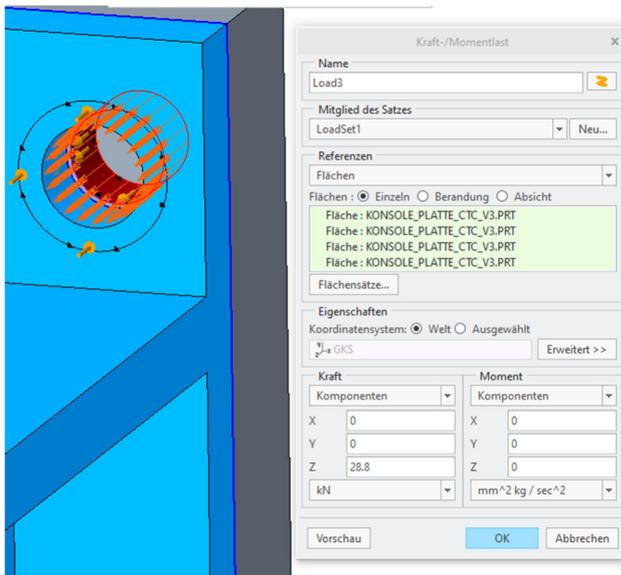


Bild 10-53 Vorspannkraft

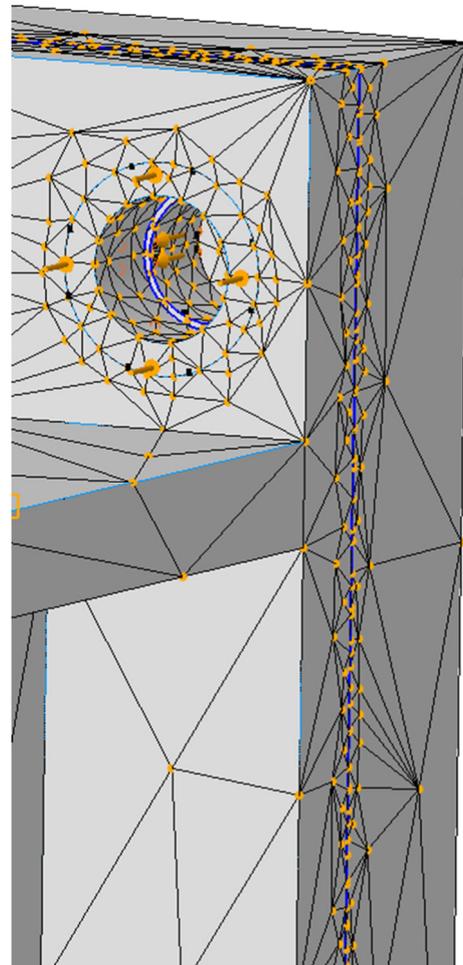


Bild 10-54 Netzeinstellungen

E 5 Ersatzmodellierung Sackloch II

Die Ersatzmodellierung für das Sackloch orientiert sich an E 3 Ersatzmodellierung Durchgangsbohrung II. Ein Unterschied besteht bei den Schnittstellen (Bild 10-41). Der Teil der Schraube, welcher eingeschraubt ist, wird als haftend an der Mantelfläche des Sackloches definiert. Des Weiteren ist darauf zu achten, dass der Volumenbereich mit der Vorspannung sich ausschließlich im Bereich der Durchgangsbohrung befindet (Bild 10-56). Eine Netzverfeinerung wurde an der Kontaktfläche des Schraubenkopfes, der Kontaktfläche zwischen den Bauteilen und der Mantelfläche des Sackloches vorgenommen (Bild 10-57).

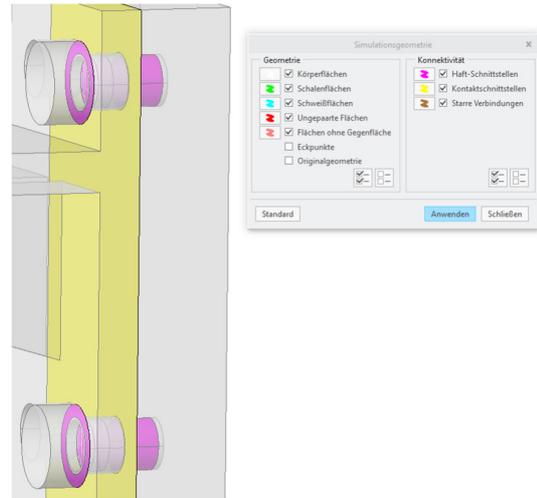


Bild 10-55 Schnittstellen

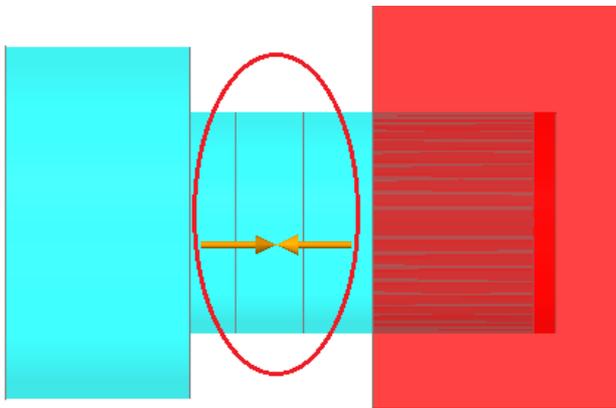


Bild 10-56 Vorspannung

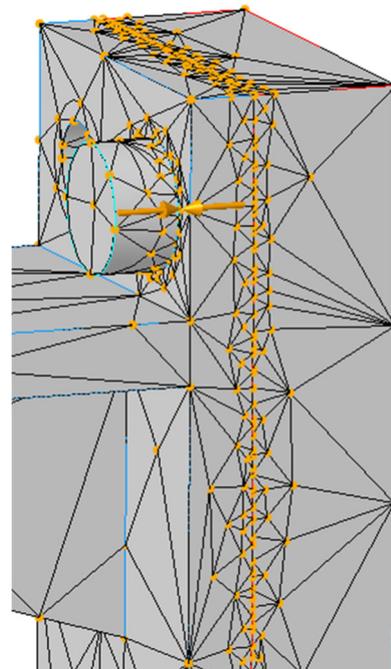


Bild 10-57 Netzeinstellungen

E 6 Vergleich der Ersatzmodelle

Sowohl bei der Sacklochverbindung als auch bei der Durchgangsverbindung ist bei den Ersatzmodellierungen I ein hoher Spannungswert an der Bohrungskante zu erkennen. Dies ist auf die starre Verbindung zurückzuführen. Es lässt sich auch erkennen, dass der Kontaktdruck des Typs I (Bild 10-58, Bild 10-62) geringer ist als der des Typs II (Bild 10-60, Bild 10-64). Das Gegenteil kann man bei den Spannungen im Bauteil erkennen (Typ I: Bild 10-59, Bild 10-63 | Typ II: Bild 10-61, Bild 10-65).

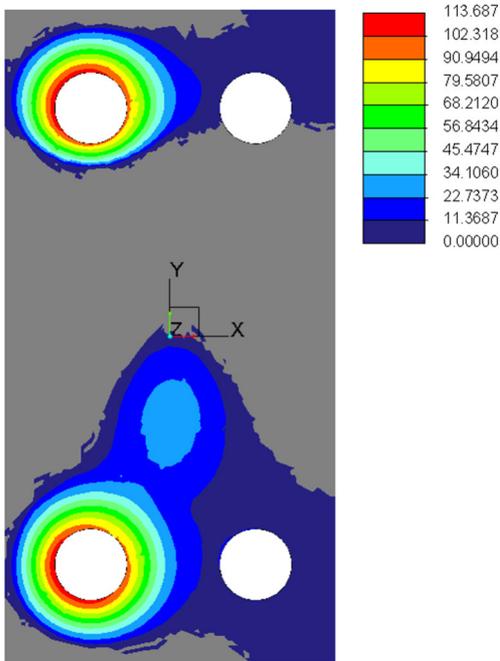


Bild 10-58 Kontaktdruck [MPa], Durchgangsloch I

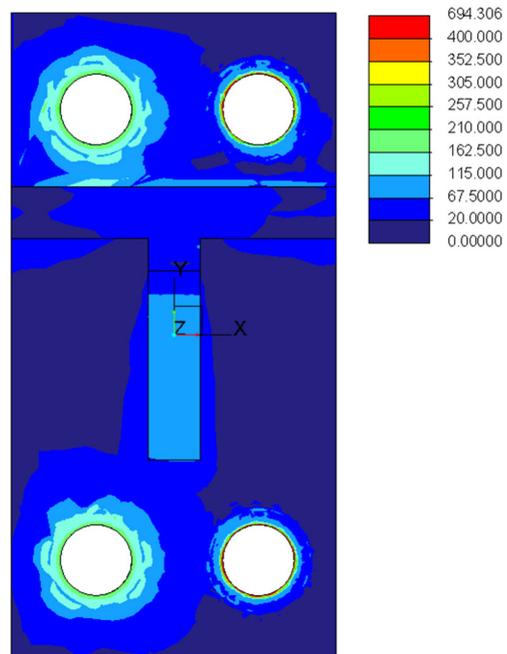


Bild 10-59 Spannung [MPa], Durchgangsloch I - Ansicht Vorne

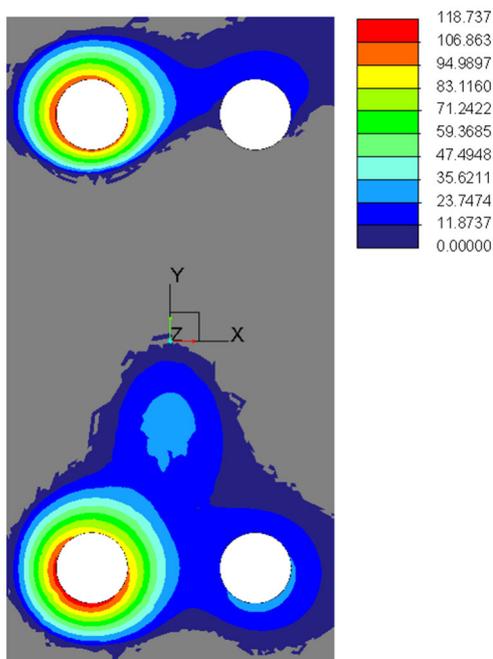


Bild 10-60 Kontaktdruck [MPa], Durchgangsloch II

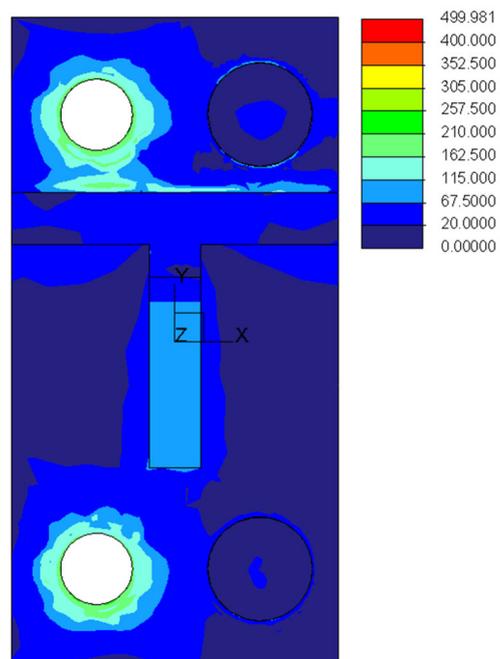


Bild 10-61 Spannung [MPa], Durchgangsloch II - Ansicht Vorne

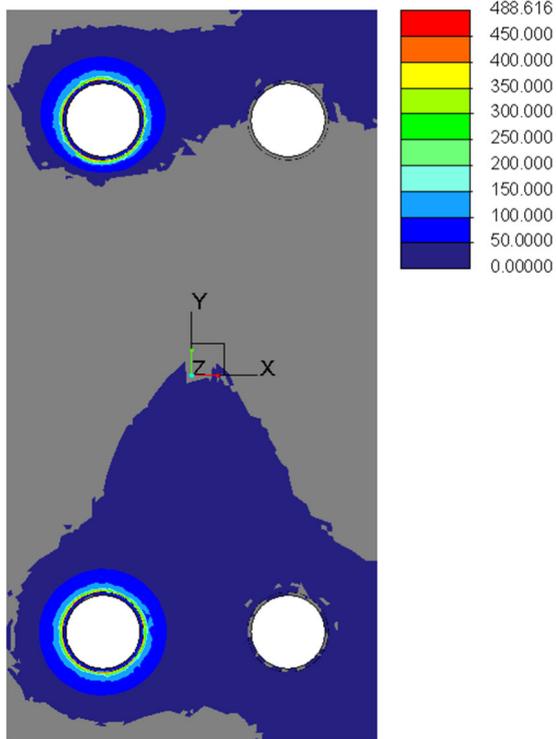


Bild 10-62 Kontaktdruck [MPa], Sackloch I

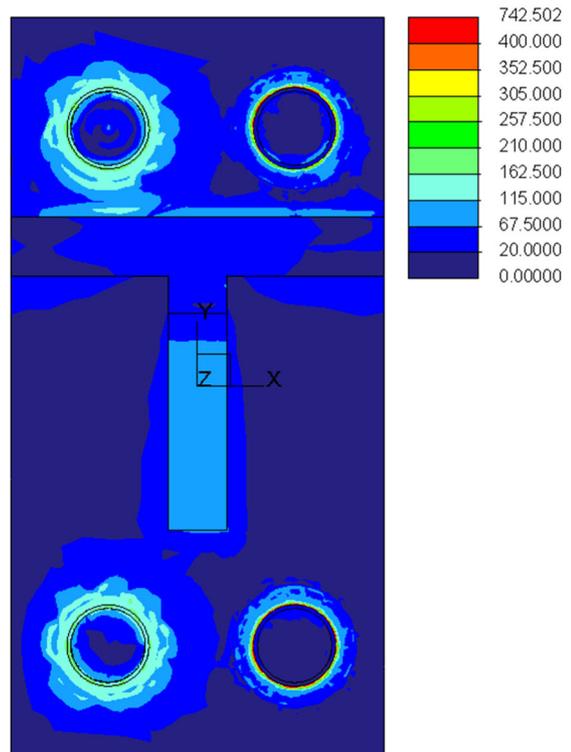


Bild 10-63 Spannung [MPa], Sackloch I - Ansicht Vorne

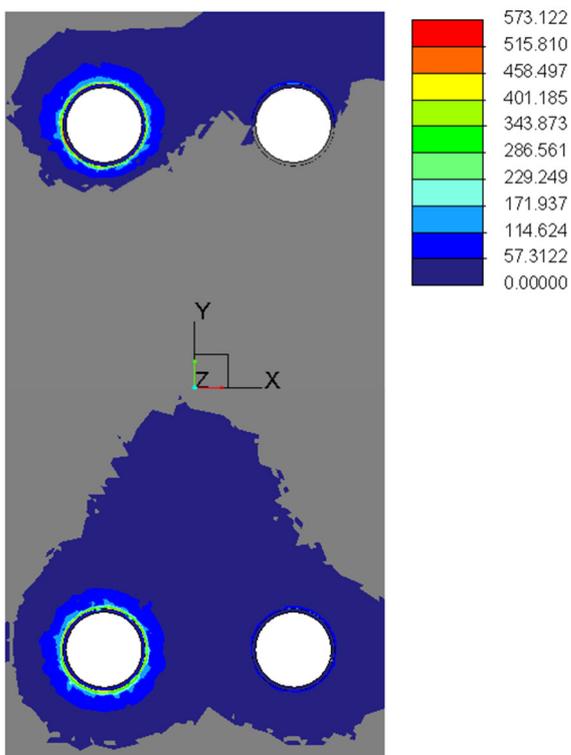


Bild 10-64 Kontaktdruck [MPa], Sackloch II

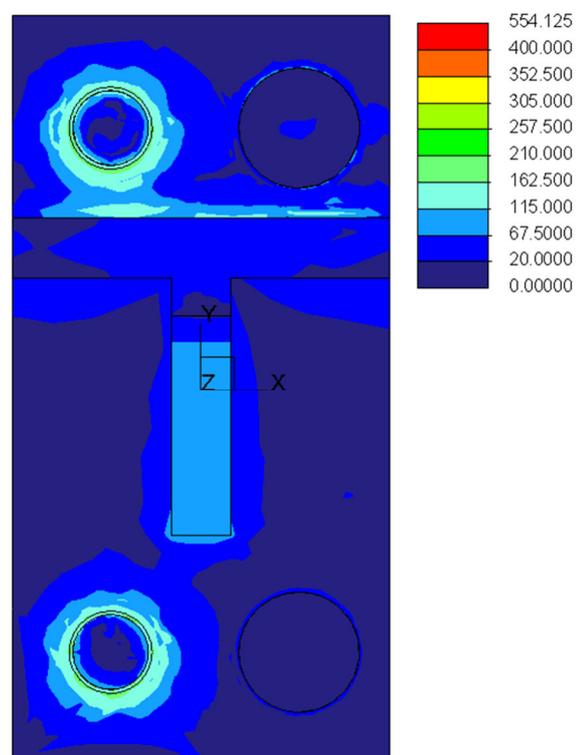


Bild 10-65 Spannung [MPa], Sackloch II - Ansicht Vorne

F Erstellen von Messgrößen

Messgrößen bieten in **Creo Simulate** die Möglichkeit, Messwerte an vorab definierten Punkten, Flächen, Kurven, Schnittstellen, etc. zu erstellen und ist somit ein wichtiges Element für das Postprocessing. Im Folgenden wird das Erzeugen von Messgrößen in **Creo Simulate 6.0** für die Validierung einer Schaufelfußverbindung (Dampfturbine) dargestellt. Es werden hierfür zwei Messgrößentypen verwendet:

- Messgröße an einem Punkt
- Messgröße an einer Schnittstelle

F 1 Messgröße an einem Punkt

Messgrößen an einem Punkt bieten die Möglichkeit zu ermittelnde Werte (Spannung, Verschiebung,..) direkt an einem Punkt bzw. an mehreren Punkten zu ermitteln. In dem betrachteten Fall ist es eine Folge von Punkten an einer Turbinenschaufel (Bild 10-66) und an einer Radscheibe (Bild 10-67). Die Punkte (Konstruktionspunkte) werden vorab in **Creo Parametric** erstellt, was nicht gezeigt wird. Die Punkte der Schaufel sind in einem horizontalen Abstand von 0,5 mm angeordnet. An der Radscheibe beträgt der vertikale Abstand (radial) der Punkte 5 mm.

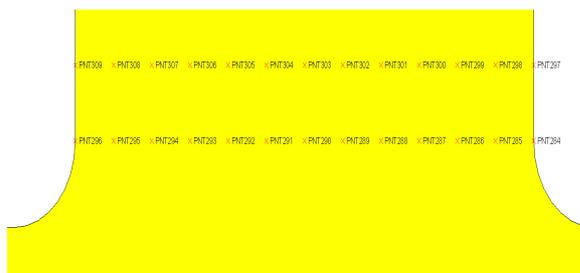


Bild 10-66 Messpunkte, Schaufelfuß der Turbinenschaufel

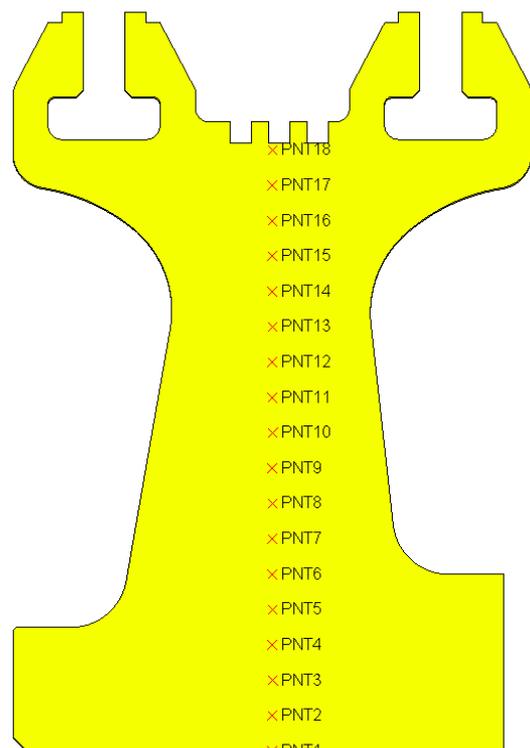


Bild 10-67 Messpunkte, Radscheibe

Nach dem Erstellen der Punkte muss sichergestellt sein, dass sich an der gewünschten Position des Messpunktes ein Knoten des Rechnernetzes befindet. Hierbei gibt es eine Einschränkung, da Netzfixpunkte nur an der Bauteiloberfläche definiert werden können. Somit können auch keine Punktmessgrößen im inneren von Bauteilen erstellt werden. Netzfixpunkte können prinzipiell mit Hilfe der Netzsteuerung unter **Fixpunkte** vollzogen werden (Bild 10-68). Im betrachteten Fall handelt es sich um ein Muster von Punkten. Dies ist bei der Wahl unter **Referenzen** zu beachten (Bild 10-69)

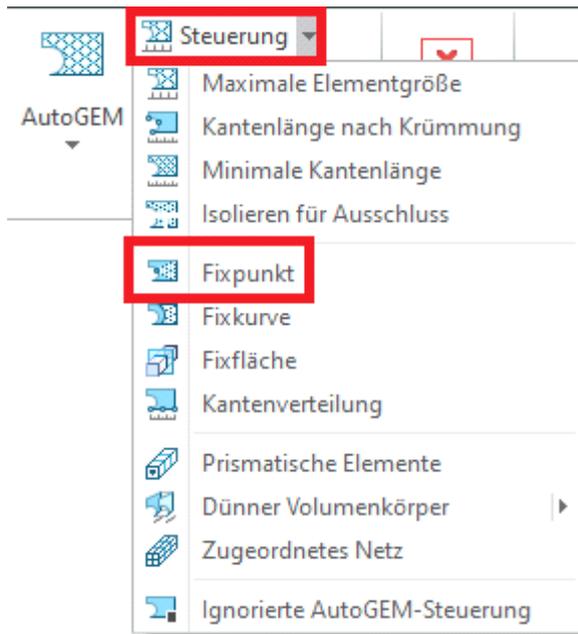


Bild 10-68 Netzsteuerung

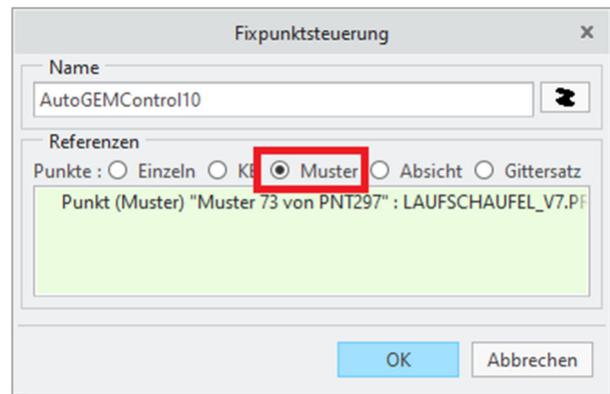


Bild 10-69 Fixpunkt

Anschließend können die eigentlichen Messgrößen definiert werden (Bild 10-70).



Bild 10-70 Messgrößen

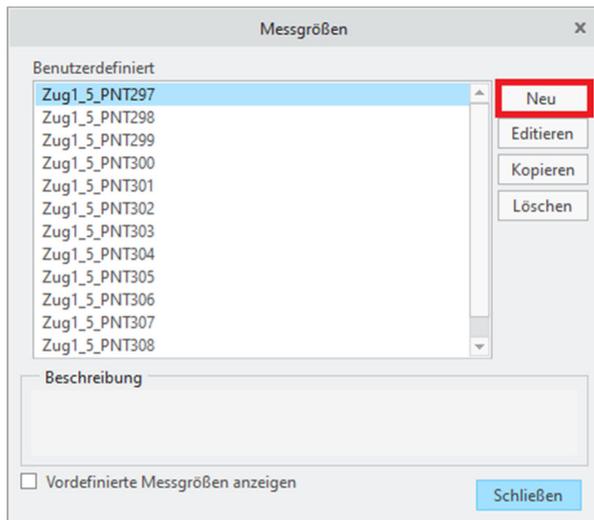


Bild 10-71 Messgröße erstellen

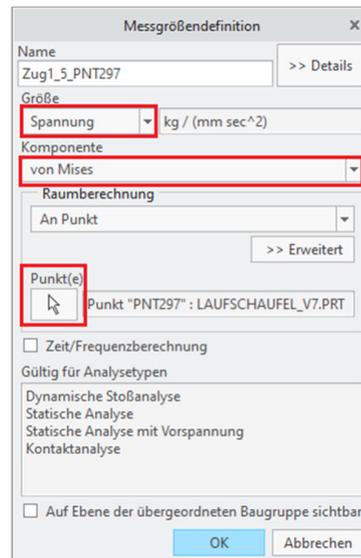


Bild 10-72 Messgröße, Spannung

Die erstellte Messgröße soll an den Punkten die Mises-Vergleichsspannung ermitteln (Bild 10-72). Unter **Raumberechnung** wird **Am Punkt** gewählt. Durch die Verwendung des Maussymbols lassen sich die Punkte bzw. das Muster der Punkte auswählen (Bild 10-73).

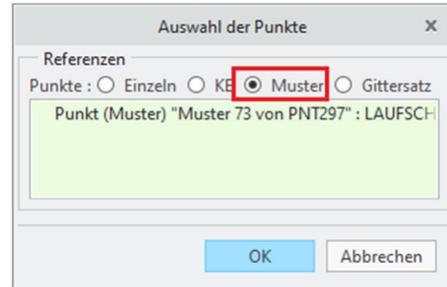


Bild 10-73 Auswahl der Punkte

Nach dem Ausführen der Analyse finden sich die Ergebnisse der Messgrößen im Analyseordner.

F 2 Messgröße an einer Schnittstelle

Im betrachteten Fall befinden sich am Schaufelfuß der Turbinenschaufel jeweils Kontaktschnittstellen (Bild 10-74). An diesen sollen der mittlere Kontaktdruck sowie die resultierende Kraft ermittelt werden. Die Verwendung einer Schnittstelle ist obligatorisch.

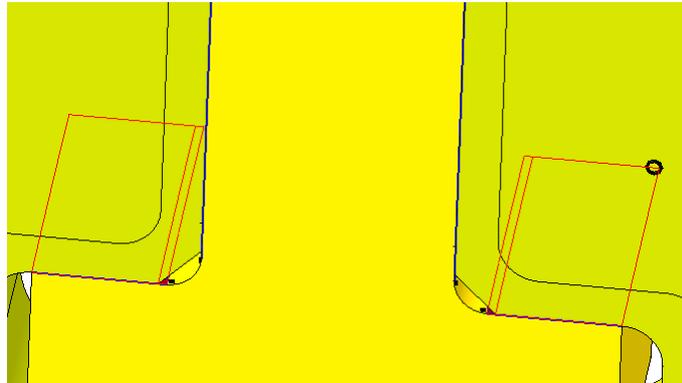


Bild 10-74 Kontaktschnittstellen

Zunächst wird eine neue Messgröße erstellt (Bild 10-70, Bild 10-71). Im dargestellten Fall wird die Messgröße für den mittleren Kontaktdruck definiert (Bild 10-75, Bild 10-76). Mit der Verwendung des Maussymbols kann die gewünschte Schnittstelle gewählt werden. Das Erstellen einer Messgröße, welche die resultierende Kraft in der Schnittstelle beschreibt, geht analog dazu.

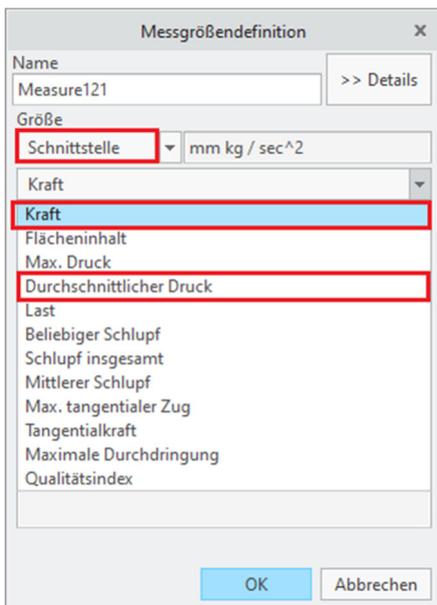


Bild 10-75 Optionen Schnittstellenmessgrößen

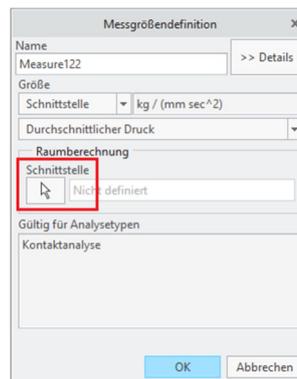


Bild 10-76 durchschnittlicher Kontaktdruck

G Schaufelfußberechnung

Im Folgenden wird die Schaufelfußberechnung an einem stark vereinfachten Modell in **Creo Simulate 6.0** betrachtet.

Die Schaufelfußverbindung wird mechanisch durch die Fliehkraft und thermische belastet.

G 1 Modell

Das Modell besteht aus einem Scheibensegment (Bild 10-77) und einer Laufschaufel (Bild 10-78). Die Verbindung der beiden Bauteile wird als Hammerkopf realisiert.

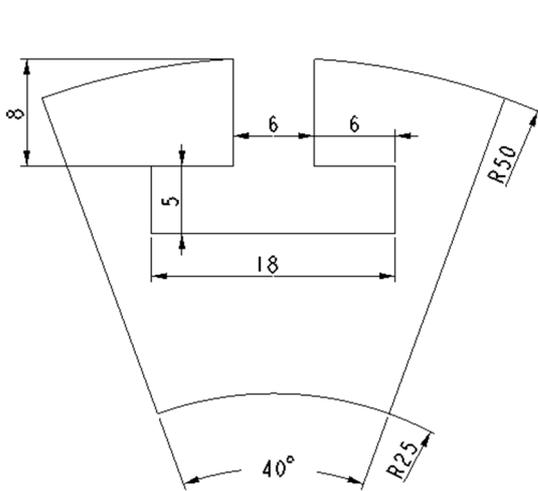


Bild 10-77 Scheibensegment

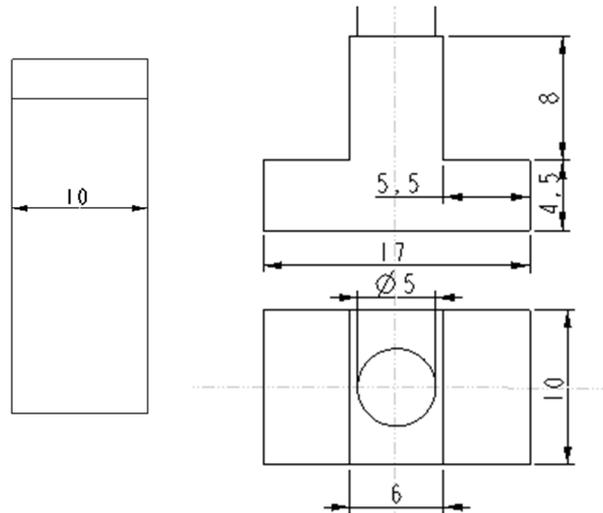


Bild 10-78 Laufschaufel

Der zylindrische Teil der Laufschaufel ist 30mm lang.

G 2 Creo Simulate

Nachdem die Baugruppe mit beiden Teilen erzeugt worden ist, kann man **Creo Simulate** starten (Bild 10-79).

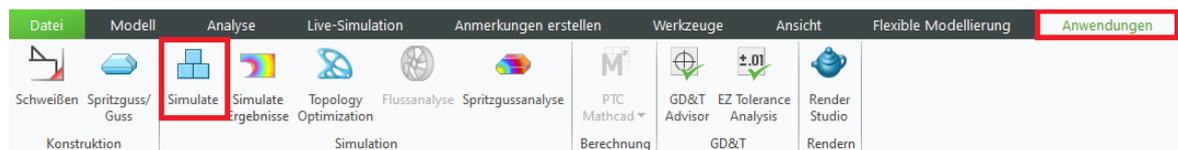


Bild 10-79 Start Creo Simulate

G 3 Materialzuweisung

Als erster Schritt soll den Bauteilen ein Material zugewiesen werden. Dies erfordert eine Materialbibliothek. Das Erstellen einer Materialbibliothek wird nicht beschrieben. Für die thermische Analyse sind Materialien mit thermischen Kennwerten vonnöten. In dem Anwendungsfall wird beiden Bauteilen unter Verwendung der Schaltfläche **Materialzuweisung** das gleiche Material zugewiesen.



Bild 10-80 Materialzuweisung

In dem geöffneten Fenster **Materialzuweisung** ist als **Referenz Komponente** zu wählen (Bild 10-81).

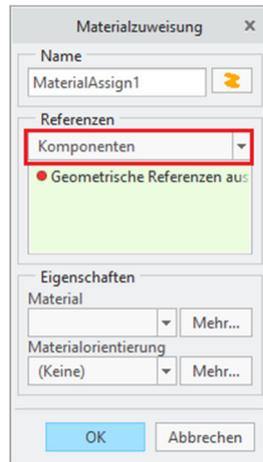


Bild 10-81
Materialzuweisung

Anschließend werden die beiden Bauteile ausgewählt. War dies erfolgreich, befinden sich die Namen der Bauteile in dem grün hinterlegten Feld (Bild 10-82).



Bild 10-82
Materialzuweisung

Sind die Bauteile gewählt, kann unter **Mehr...** die Materialbibliothek nach dem gewünschten Werkstoff durchsucht werden. Das gewählte Material sollte unter **Material** gezeigt werden (Bild 10-83, in diesem Fall E295).

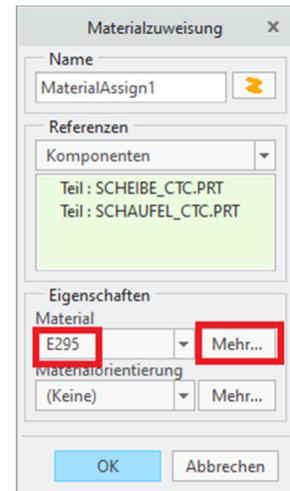


Bild 10-83
Materialzuweisung

G 4 Strukturmechanische Randbedingung

Für die Berechnung müssen drei Randbedingungen gesetzt werden.

- Zyklische Randbedingung
- Innenfläche Randbedingung
- Außenfläche Randbedingung

G 4.1. Zyklische Randbedingung

Die Baugruppe stellt nur ein Segment der Gesamtbaugruppe dar, weil es sich um eine rotationssymmetrische Baugruppe handelt. Um diese zu nutzen, verwendet man zyklische Randbedingungen. Dadurch lässt sich von der Berechnung eines Segments auf die gesamte Baugruppe schließen. Dies reduziert die Rechendauer erheblich.

Für die Erstellung einer zyklischen Randbedingung muss zunächst ein zylindrisches Koordinatensystem in der Baugruppe erzeugt werden (Bild 10-84).



Bild 10-84 zylindrisches Koordinatensystem

Die Rotationsachse des Koordinatensystems muss der tatsächlichen entsprechen. Die Position der Nulllage von Theta (Drehwinkel) ist nicht relevant (Bild 10-85).

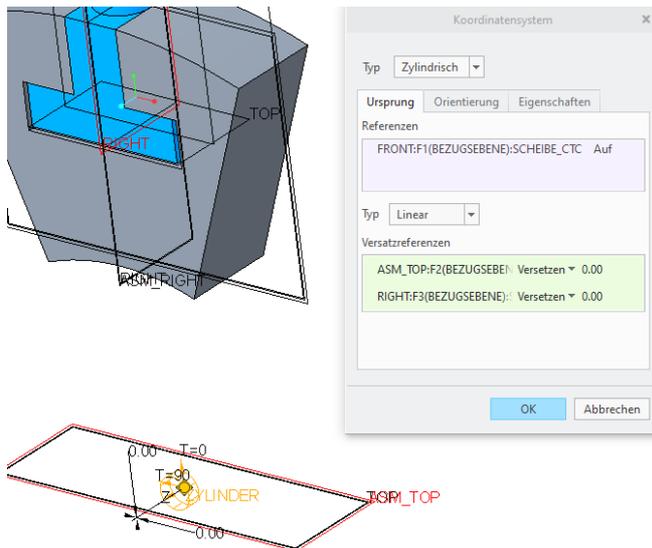


Bild 10-85 zylindrisches Koordinatensystem

Da das zylindrische Koordinatensystem vorhanden ist, kann die zyklische Randbedingung definiert werden (Bild 10-86).



Bild 10-86 zyklische Randbedingung

Ist das Fenster **Symmetrie-Randbedingung** geöffnet, muss der Typ **Zyklisch** eingestellt werden (Bild 10-87).

Danach werden jeweils die Seitenflächen ausgewählt. Das Aktionsfeld unter **Achse, Kante, Kurve** sollte inaktiv sein. Falls nicht, ist die Drehachse zu definieren.

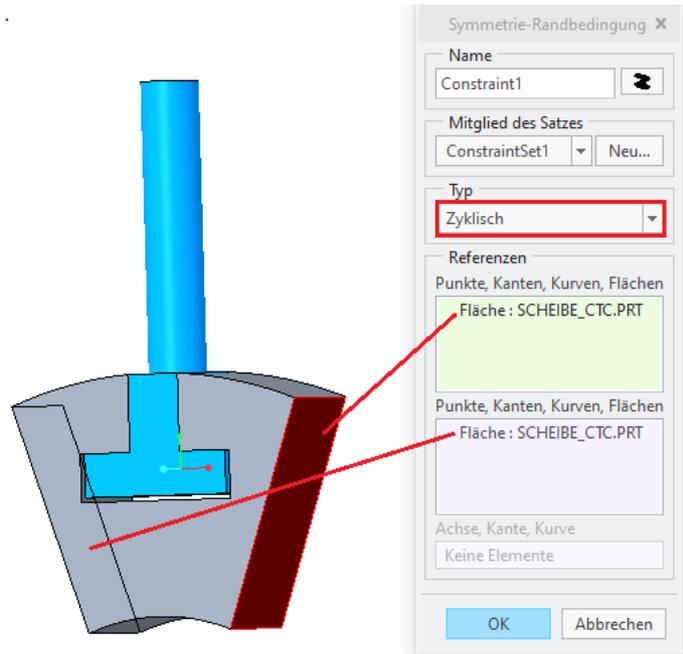


Bild 10-87 zyklische Randbedingung

G 4.2. Innenfläche Randbedingung

Die Randbedingung der Innenfläche wird unter „Verschiebungen“ definiert (Bild 10-88).



Bild 10-88 Randbedingung Innenfläche

Zunächst wird unter **Koordinatensystem** das zuvor erstellte zylindrische Koordinatensystem ausgewählt (Bild 10-89).

Die Innenfläche wird bei dieser Randbedingung nur in z-Richtung (Drehachse) gesperrt. Sowohl radiales Verschieben als auch ein Verdrehen sind möglich.

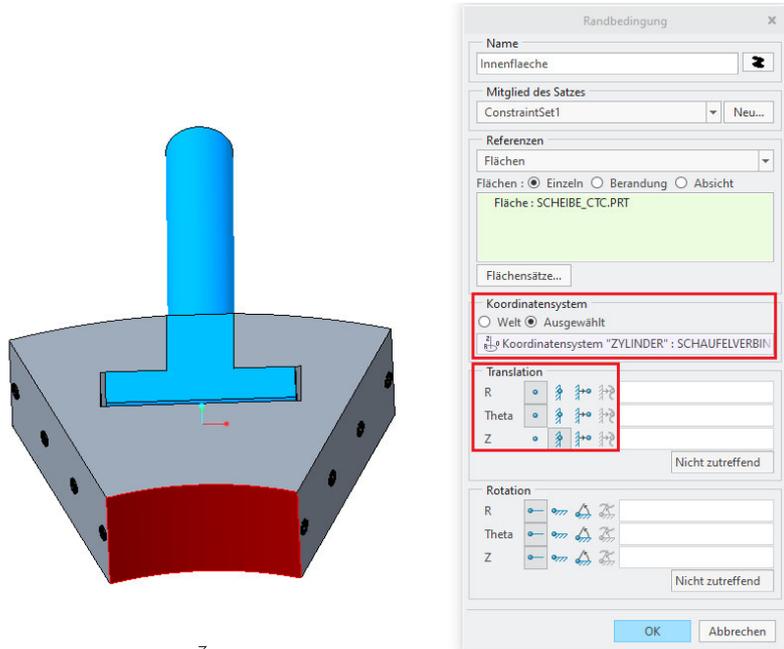


Bild 10-89 Randbedingung Innenfläche

G 4.3. Außenfläche Randbedingung

Die Randbedingungen der Außenflächen werden unter **Verschiebungen** definiert (Bild 10-88).

Wie bei der Randbedingung der Innenfläche wird das zylindrische Koordinatensystem als Referenz verwendet (Bild 10-90). Das Ziel dieser Randbedingung ist es, ein Verdrehen der Kontaktflächen zu verhindern. Ein Verschieben muss aufgrund der Deformation ermöglicht sein.

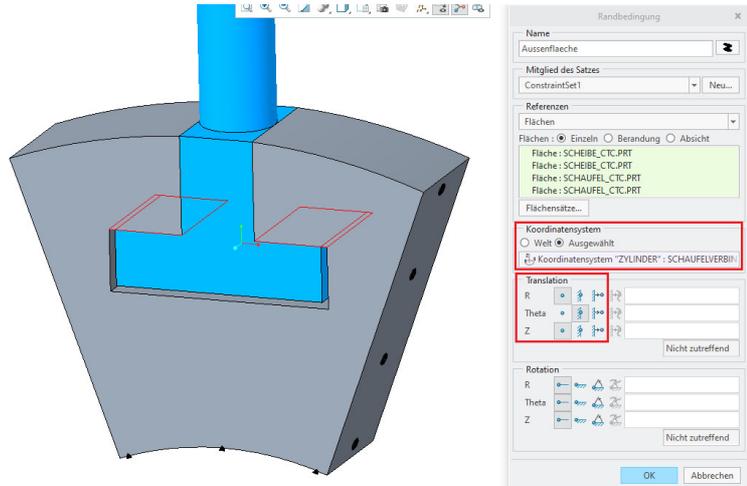


Bild 10-90 Randbedingung Außenfläche

G 5 Strukturmechanische Kraft

Als strukturmechanische Kraft wird die Fliehkraft unter Lasten definiert (Bild 10-91).

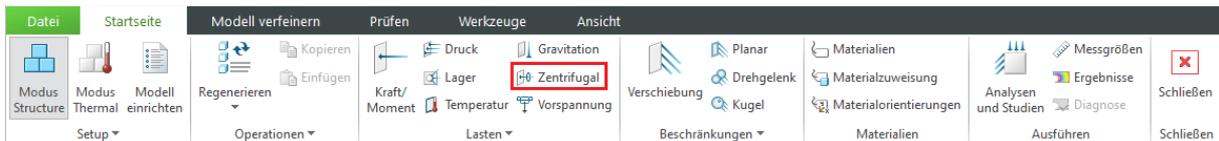


Bild 10-91 Fliehkraft

Im Modell soll die Fliehkraft für eine Drehzahl von 3000 min^{-1} wirken. Die Drehachse der Baugruppe ist, bezogen auf das globale Koordinatensystem, die z-Achse. Deshalb wird der Wert von 3000 in dem Eingabefenster der z-Achse eingetragen (Bild 10-92). Des Weiteren muss die Einheit auf „RPM“ eingestellt werden.

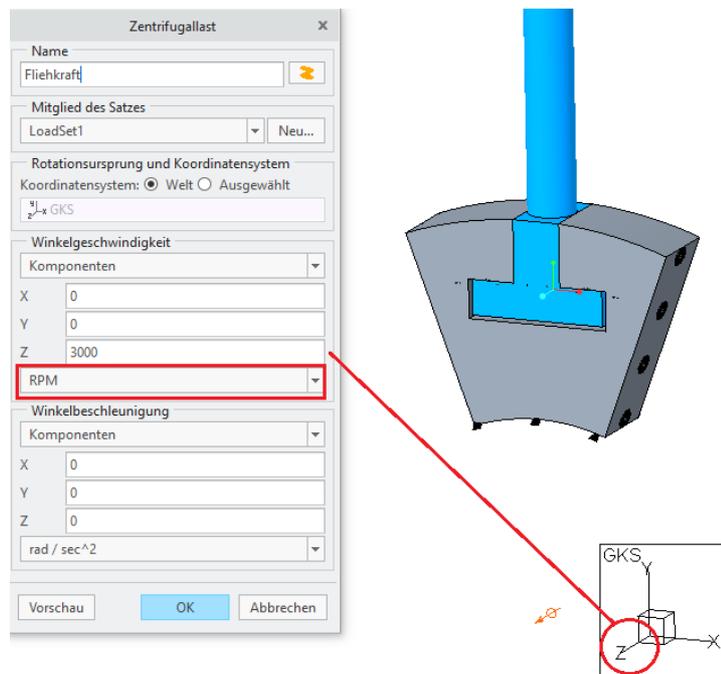


Bild 10-92 Fliehkraft

G 6 Strukturmechanische Schnittstellen

Der Schnittstellentyp wird unter „Schnittstelle“ eingestellt (Bild 10-93).



Bild 10-93 Schnittstelle

Für die Schnittstellen wird der Typ **Kontakt** ausgewählt (Bild 10-94). Als Flächen müssen die beiden definiert werden, welchen einen Kontakt bilden. In diesem Fall gibt es vier Flächenpaare. Es soll keine Reibung berücksichtigt werden.

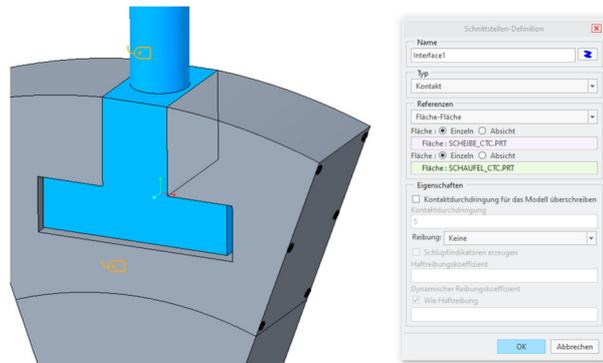


Bild 10-94 Kontaktschnittstelle

Nachdem alle Kontaktschnittstellen erzeugt sind, sollten diese überprüft werden. Dafür gibt es die Funktion **Geometrie prüfen** (Bild 10-95).



Bild 10-95 Geometrie Prüfen

Für die Anwendung interessieren nur die Kontaktschnittstellen (Bild 10-96). Wurden diese richtig ausgeführt, kann man fortfahren.

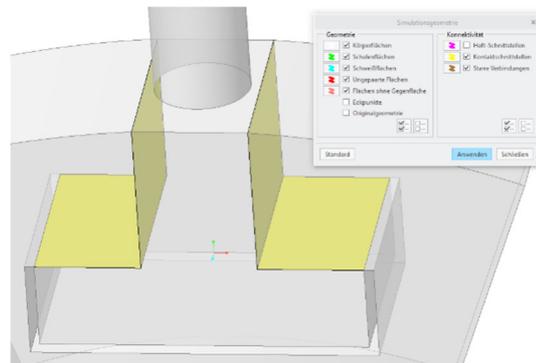


Bild 10-96 Geometrie Prüfen

G 7 Erste strukturmechanische Analyse

Nachdem Randbedingungen und Kräfte erstellt und Materialien und Schnittstellen definiert worden sind, können mit einer ersten Analyse die Eingaben geprüft werden (Bild 10-97).



Bild 10-97 erste Analyse

Die Analyse wird unter **neue statische Analyse** gestartet (Bild 10-99).

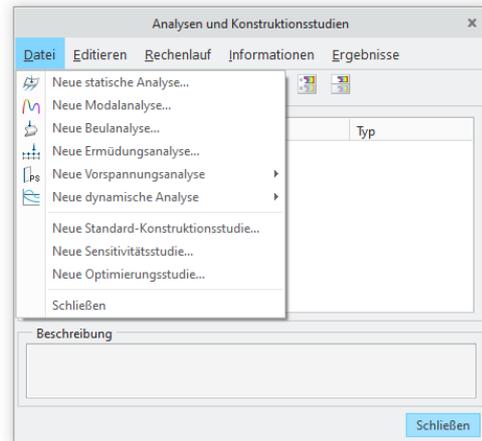


Bild 10-98 erste Analyse

Bei den Einstellungen ist darauf zu achten, dass die gewünschten Randbedingungen und Kräfte gewählt sind (Bild 10-99). Für die erste Analyse wird als Konvergenzmethode **Schnelldurchlauf** gewählt, da das Augenmerk auf der Prüfung der Richtigkeit des Modells liegt.

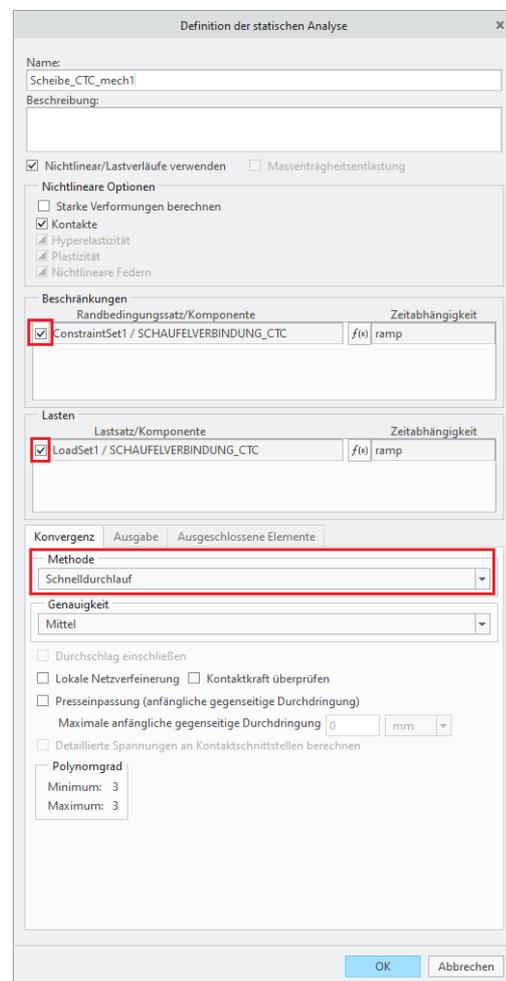


Bild 10-99 erste Analyse

G 8 Thermische Analyse

Um die thermische Analyse zu starten, wechselt man von dem **Structure Modus** in den **Thermal Modus** (Bild 10-100).

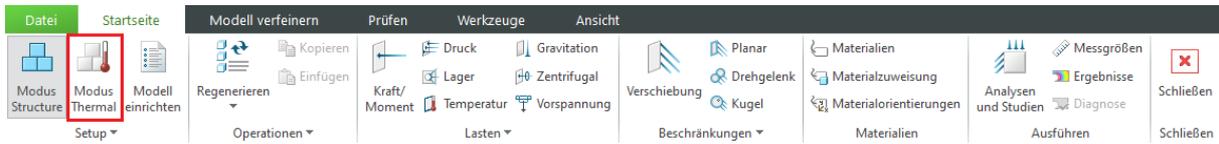


Bild 10-100 Thermal Modus

Die Definition des Materials wurde bereits zuvor getätigt (G 3 Materialzuweisung) und wird für die thermische Berechnung übernommen.

G 9 Thermische Randbedingungen

Wir möchten zwei Randbedingungen definieren, welche die lokale Temperatur vorgeben. Dies kann mit der Schaltfläche **Vorgegebene Temperatur** erfolgen (Bild 10-101).



Bild 10-101 Randbedingung Temperatur

Zunächst soll der zylindrische Teil der Schaufel eine konstante Temperatur von 100°C afuweisen (Bild 10-102). Unter dem Button **Erweitert** >> können lineare Verläufe der Temperatur über Zeit oder Ort angegeben werden.

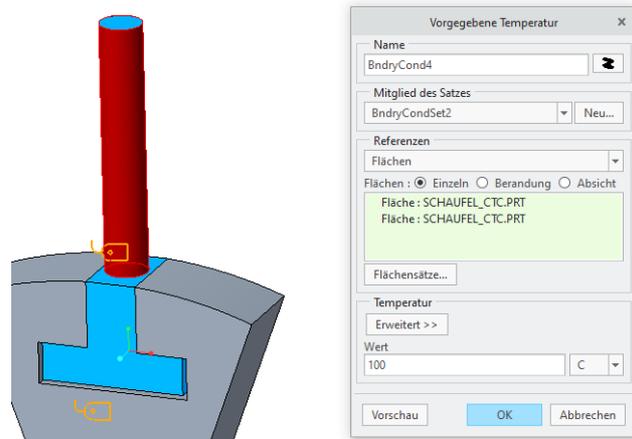


Bild 10-102 Randbedingung Temperatur

Die zweite Randbedingung soll sich im unteren Teil der „Scheibe“ befinden. Um diese zu realisieren, muss zunächst ein Volumenbereich eingeführt werden (Bild 10-103).

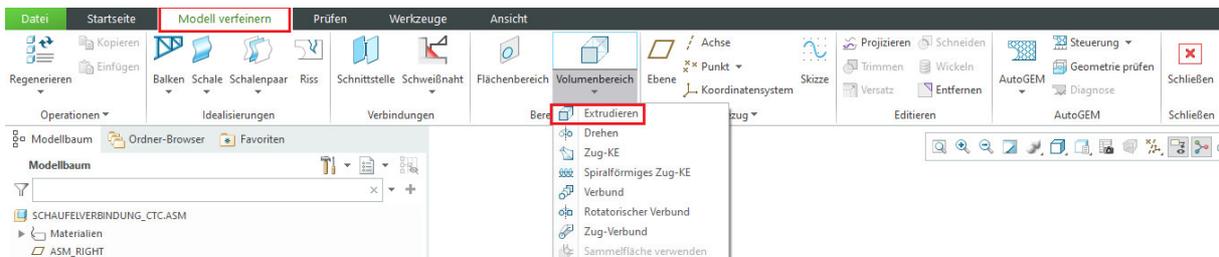


Bild 10-103 Volumenbereich

Der Bereich soll bis zu einem Durchmesser von 65mm sein (Bild 10-104).

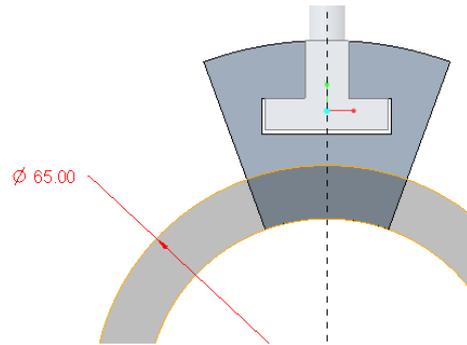


Bild 10-104 Volumenbereich

Durch den Bereich können die Flächen extra gewählt werden (Bild 10-105). Im unteren Teil der Scheibe soll eine Temperatur von 35°C vorliegen.

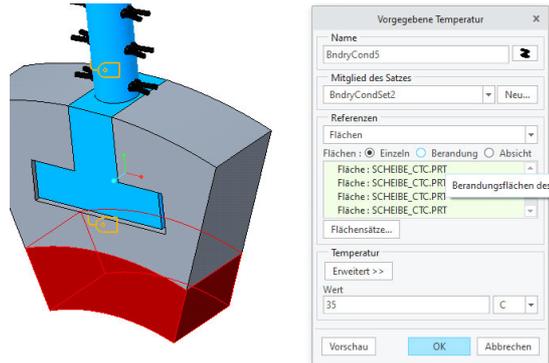


Bild 10-105 Randbedingung Temperatur

G 10 Thermische Schnittstelle

Wie bei der strukturmechanischen Analyse muss auch für die thermische Betrachtung der Schnittstellentyp definiert sein.

Bei der strukturmechanischen Analyse wurden die Schnittstellen als Kontakt definiert. Kontakt bedeutet, dass sich die Flächen voneinander abheben können, aber nicht sich gegenseitig durchdringen. Auf die Gefahr des Abhebens hin muss für den thermischen Schnittstellentyp **thermischer Widerstand** gewählt werden. Um die Simulation so durchzuführen, als wären die Teile miteinander verbunden, wird der Wärmeübertragungskoeffizient sehr groß gewählt (Bild 10-106).

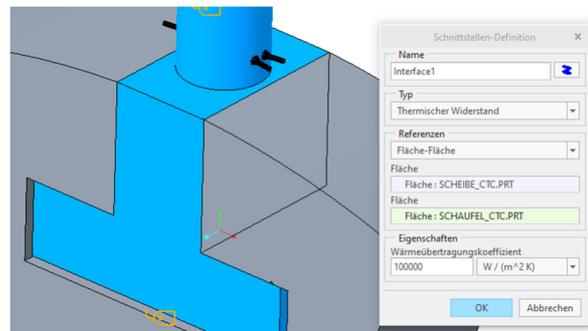


Bild 10-106 thermischer Widerstand

Danach sollten die Kontaktflächen geprüft werden (Geometrie prüfen, Bild 10-95). Im Kontaktbereich sollten nur Flächen vom Typ **thermischer Widerstand** erkennbar sein (Bild 10-107).

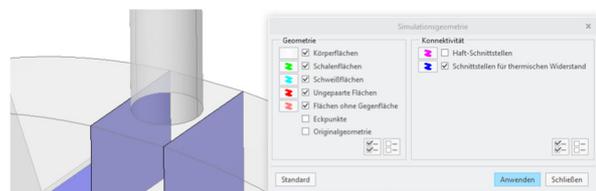


Bild 10-107 thermischer Widerstand

G 11 Erste thermische Analyse

Als Überprüfung wird wie unter (G 7 Erste strukturmechanische Analyse) eine erste thermische Analyse durchgeführt.



Bild 10-108 thermische Analyse

Nach dem Öffnen des Fensters von **Analysen und Konstruktionsstudien** wird eine stationäre thermische Analyse gewählt.

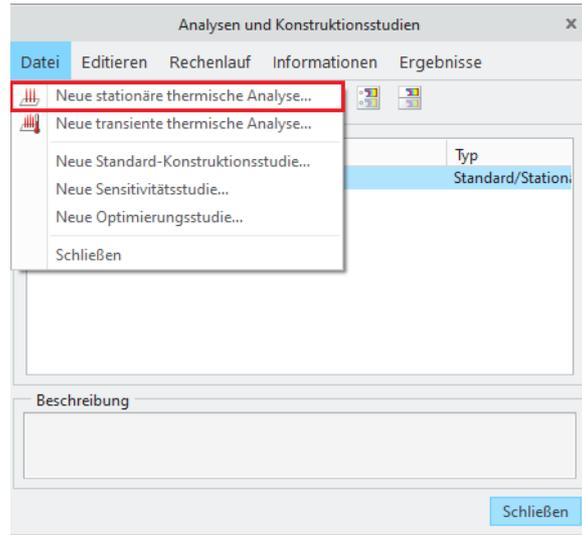


Bild 10-109 erste thermische Analyse

Da keine Lasten definiert wurden, können auch keine gewählt werden (Bild 10-110). Als Konvergenzmethode wird **Schnelldurchlauf** gewählt.

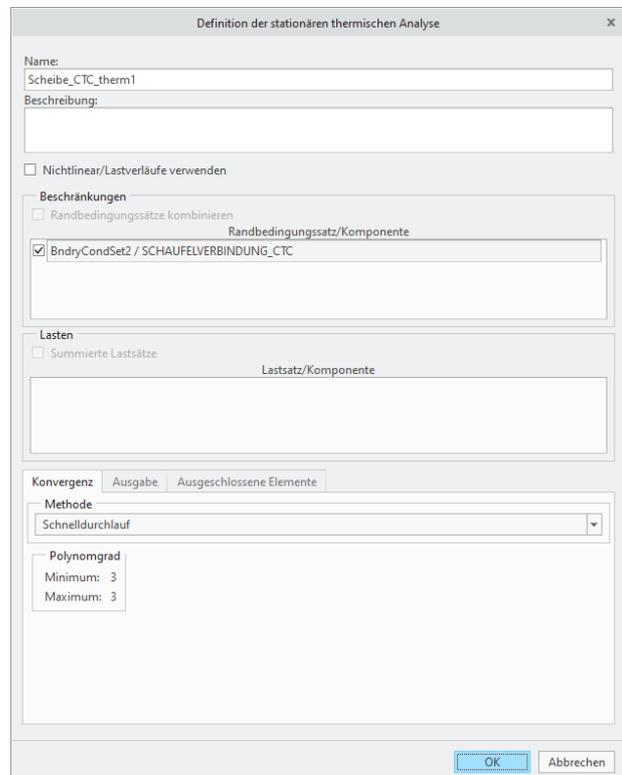


Bild 10-110 erste thermische Analyse

G 12 MEC/T Last

Möchte man die strukturmechanische Belastung infolge einer thermischen Analyse begutachten, nutzt man den Belastungstyp **MEC/T Last** (Bild 10-111).

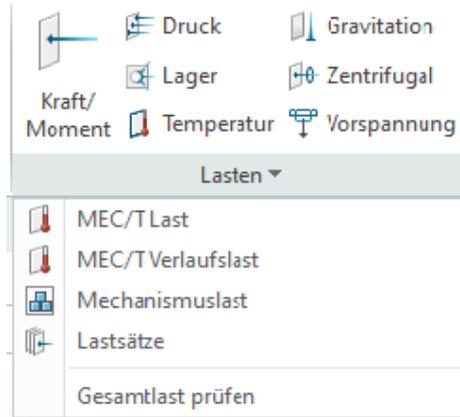


Bild 10-111 MEC/T Last

Durch das Setzen des Hakens bei **Vorherige Konstruktionsstudie verwenden** werden die Ergebnisse der gewählten Studie für die strukturmechanische Berechnung gewählt (Bild 10-112). Ist der Haken nicht gesetzt, wird zu Beginn der strukturmechanischen Analyse die thermische Analyse unter den Bedingungen der genannten Studie ausgeführt.

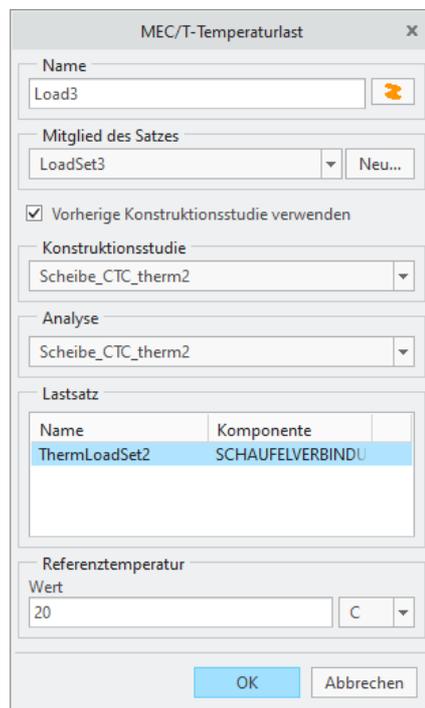


Bild 10-112 MEC/T Last

G 13 Netzverfeinerung

Ist gesichert, dass der Aufbau des Modells funktioniert, kann damit begonnen werden, die Netzverfeinerung durchzuführen, um die die Genauigkeit der Rechenergebnisse zu steigern. Dies kann mit dem Befehl **Steuerung** erfolgen (Bild 10-113).



Bild 10-113 Netzverfeinerung

Unter dem Befehl „**Steuerung**“ finden sich zahlreiche Steuerungsmöglichkeiten. Man verwendet **Maximale Elementgröße** um in bestimmten Bereichen das Netz zu verfeinern (Bild 10-114).

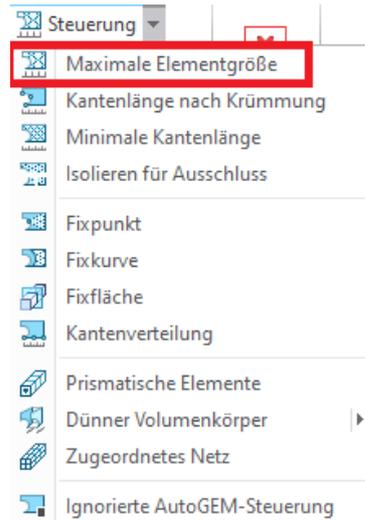


Bild 10-114 Netzverfeinerung

Verfeinert werden sollen die Kontaktflächen (Bild 10-115). Als Wert der maximalen Elementgröße wird 2mm gewählt.

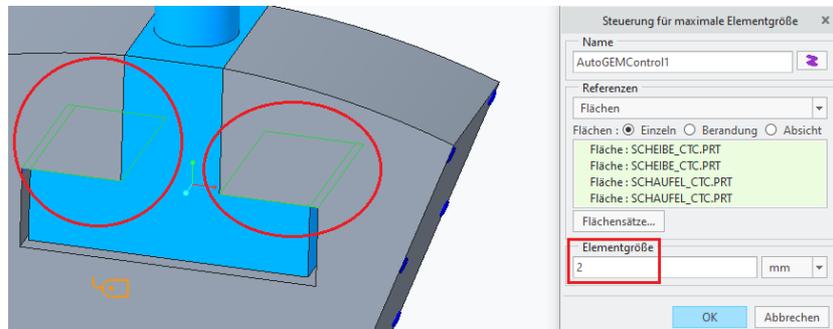


Bild 10-115 Netzverfeinerung

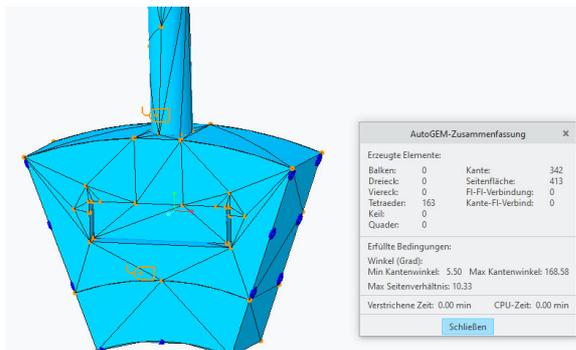


Bild 10-116 Netz vor Verfeinerung

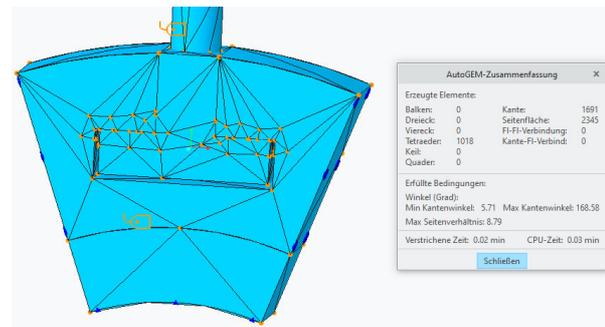


Bild 10-117 Netz nach Verfeinerung

G 14 Kombinierte strukturmechanische Analyse

Die kombinierte strukturmechanische Analyse bezieht mechanische und thermische Lasten (LoadSet1 und LoadSet3, Bild 10-118). Um die Genauigkeit zu erhöhen, werden unter **Ausgabe** fünf Zeitschritte verwendet (Bild 10-119).

Definition der statischen Analyse

Name: Scheibe_V3_kombi

Beschreibung:

Nichtlinear/Lastverläufe verwenden Massenträgheitsentlastung

Nichtlineare Optionen

Starke Verformungen berechnen

Kontakte

Hyperelastizität

Plastizität

Nichtlineare Federn

Beschränkungen

Randbedingungssatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> ConstraintSet1 / SCHAUFELVERBINDUNG_CTC	f(x) ramp

Lasten

Lastsatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> LoadSet1 / SCHAUFELVERBINDUNG_CTC	f(x) ramp
<input checked="" type="checkbox"/> LoadSet3 / SCHAUFELVERBINDUNG_CTC	f(x) ramp

Konvergenz **Ausgabe** Ausgeschlossene Elemente

Methode: Adaptive Einschnitt-Konvergenz

Genauigkeit: Mittel

Durchschlag einschließen

Lokale Netzverfeinerung Kontaktkraft überprüfen

Presseinpassung (anfängliche gegenseitige Durchdringung)

Maximale anfängliche gegenseitige Durchdringung: 0 mm

Detaillierte Spannungen an Kontaktschnittstellen berechnen

Erweiterte Steuerung...

OK Abbrechen

Bild 10-118 kombinierte Analyse

Definition der statischen Analyse

Name: Scheibe_V3_kombi

Beschreibung:

Nichtlinear/Lastverläufe verwenden Massenträgheitsentlastung

Nichtlineare Optionen

Starke Verformungen berechnen

Kontakte

Hyperelastizität

Plastizität

Nichtlineare Federn

Beschränkungen

Randbedingungssatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> ConstraintSet1 / SCHAUFELVERBINDUNG_CTC	f(x) ramp

Lasten

Lastsatz/Komponente	Zeitabhängigkeit
<input checked="" type="checkbox"/> LoadSet1 / SCHAUFELVERBINDUNG_CTC	f(x) ramp
<input checked="" type="checkbox"/> LoadSet3 / SCHAUFELVERBINDUNG_CTC	f(x) ramp

Konvergenz **Ausgabe** Ausgeschlossene Elemente

Berechnen

Spannungen

Rotationen

Reaktionen

Lokale Spannungsfehler

Plot

Plotraster: 4

Ausgabeintervalle: Benutzerdefinierte Ausgabeintervalle

Anzahl der Master-Intervalle: 5

1.	0	<input checked="" type="checkbox"/> Alle Ergebnisse
2.	0.25	<input checked="" type="checkbox"/> Alle Ergebnisse
3.	0.5	<input checked="" type="checkbox"/> Alle Ergebnisse
4.	0.75	<input checked="" type="checkbox"/> Alle Ergebnisse
5.	1	<input checked="" type="checkbox"/> Alle Ergebnisse

Benutzerdefinierte Schritte: Gleichmäßig

Entfernen einschließen Alle Ergebnisse

OK Abbrechen

Bild 10-119 kombinierte Analyse

H Materialeigenschaften

Die für die Simulationen verwendeten Materialien sind im Folgenden aufgelistet [11].

Material	G17CrMoV5-10	EN 10213-2
Anwendung	Gehäuse	
E-Modul	211 GPa	
Wärmeleitfähigkeit λ	50 W/mK	
Querkontraktionszahl	0,3	
Dichte	7,85 g/cm ³	
Streckgrenze	440 MPa	
Spez. Wärmekapazität	460 J/kgK	
Wärmeausdehnung	1,24E-05 1/k	

Temperatur [°C]	E-Modul [Gpa]	λ [W/mk]
20	211	50
100	204	
200	196	
300	186	46
400	177	42
500	164	38

Material	NiCr20Ti (Nimonic)	EN 10095
Anwendung	Düse	
E-Modul	221 N/mm ²	
Wärmeleitfähigkeit λ	12 W/mK	
Querkontraktionszahl	0,29	
Dichte	8,4 g/cm ³	
Streckgrenze	240 MPa	
Spez. Wärmekapazität	452 J/kgK	
Wärmeausdehnung	1,17E-05 1/k	

Temperatur [°C]	E-Modul [Gpa]	λ [W/mk]
20	217	12
100	211	13,7
200	204	15,6
300	204	17,1
400	197	18,8
500	190	20

Material X22CrMoV12-1 **EN 10269**

Anwendung Laufschaufel/Düsen

E-Modul 217 GPa
Wärmeleitfähigkeit λ 217 W/mK
Querkontraktionszahl 0,28
Dichte 7,76 g/cm³
Streckgrenze 540 MPa
Spez. Wärmekapazität 450 J/kgK
Wärmeausdehnung 1,02E-05 1/K

Temperatur [°C]	E-Modul [Gpa]	λ [W/mk]
20	217	24
100	211	24,4
200	203	24,8
300	194	25,1
400	185	25,6
500	174	26,1

Material 30CrMoNiV5-11

Anwendung Scheibe

E-Modul 212 N/mm²
Wärmeleitfähigkeit λ 47,1 W/mK
Querkontraktionszahl 0,3
Dichte 7,85 g/cm³
Streckgrenze 525 Mpa
Spez. Wärmekapazität 423 J/kgK
Wärmeausdehnung 1,05E-05 1/K

Temperatur [°C]	E-Modul [Gpa]	λ [W/mk]
20	212	47,1
100	207	47,1
200	199	45,9
300	192	43,8
400	184	41,3
500	175	38,7

I Verwendeter Rechner

Element	Wert
Betriebssystemname	Microsoft Windows 10 Pro for Workstations
Version	10.0.18363 Build 18363
Weitere Betriebssystembeschrei...	Nicht verfügbar
Betriebssystemhersteller	Microsoft Corporation
Systemname	DESKTOP-RH7K9C6
Systemhersteller	HP
Systemmodell	HP ZBook 15 G3
Systemtyp	x64-basierter PC
System-SKU	Z5X78EC#ABD
Prozessor	Intel(R) Xeon(R) CPU E3-1505M v5 @ 2.80GHz, 2808 MHz, 4 Kern(e), 8 logisch...
BIOS-Version/-Datum	HP N81 Ver. 01.25, 29.03.2018
SMBIOS-Version	2.7
Version des eingebetteten Cont...	16.115
BIOS-Modus	UEFI
BaseBoard-Hersteller	HP
BaseBoard-Produkt	80D5
BaseBoard-Version	KBC Version 10.73
Plattformrolle	Mobil
Sicherer Startzustand	Ein
PCR7-Konfiguration	Erweiterung zum Anzeigen erforderlich
Windows-Verzeichnis	C:\Windows
Systemverzeichnis	C:\Windows\system32
Startgerät	\Device\HarddiskVolume2
Gebietsschema	Deutschland
Hardwareabstraktionsebene	Version = "10.0.18362.752"
Benutzername	DESKTOP-RH7K9C6\geral
Zeitzone	Mitteleuropäische Sommerzeit
Installierter physischer Speicher...	32,0 GB
Gesamter physischer Speicher	31,9 GB
Verfügbarer physischer Speicher	27,9 GB
Gesamter virtueller Speicher	36,6 GB
Verfügbarer virtueller Speicher	32,5 GB
Größe der Auslagerungsdatei	4,75 GB
Auslagerungsdatei	C:\pagefile.sys
Kernel-DMA-Schutz	Aus
Virtualisierungsbasierte Sicherh...	Nicht aktiviert
Unterstützung der Geräteversc...	Erweiterung zum Anzeigen erforderlich
Hyper-V - VM-Monitormoduse...	Ja
Hyper-V - SLAT-Erweiterungen ...	Ja
Hyper-V - Virtualisierung in Fir...	Nein
Hyper-V - Datenausführungsve...	Ja

15. April 2020 - 15:45

eAssistant
the engineering assistant

Version 3.10
Projekt: Default
Dateiname: ---

Auftragsdaten

Projekt:	H7/r6	Ident Nummer:	003
Auftrags-Nr.:		Auftraggeber:	
ID Welle:		ID Nabe:	
Lastfall:			
Zusatztext / Bemerkungen:			

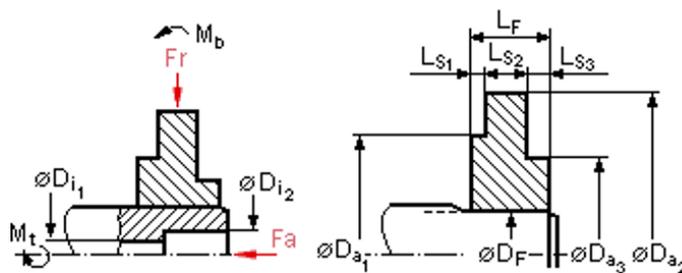
Inhalt

- [Allgemeine Eigenschaften](#)
- [Belastungen](#)
- [Welle](#)
- [Nabe](#)
- [Montage / Demontage](#)
- [Hinweise](#)

Meldungen

- Montagetemperatur der Nabe ist größer als 200°C. Bitte zulässige Fügtemperatur prüfen.

Allgemeine Eigenschaften



Länge (l_F):	35.0 mm
Außen-Ø Nabe (D_{aA}):	100.0 mm
Innen-Ø Welle (D_{iI}):	42.0 mm
Fugen-Ø (D_F):	56.0 mm
Toleranz (Nabe/Welle):	H7/r6
Oberes Abmaß der Welle (A_{oi}):	60.0 µm
Unteres Abmaß der Welle (A_{ui}):	41.0 µm

Toleranzmaß der Welle (T_I):	19.0 μm
Oberes Abmaß der Nabe (A_{oA}):	30.0 μm
Unteres Abmaß der Nabe (A_{uA}):	0.0 μm
Toleranzmaß der Nabe (T_A):	30.0 μm
Größtes Übermaß (U_g):	60.0 μm
Kleinstes Übermaß (U_k):	11.0 μm
Glättungsfaktor (g_F):	0.4
Setzung (s):	3.84 μm
Übermaß gemäß Toleranzfeld (U_o):	35.5 (11.0...60.0) μm
wirksames Übermaß bei Betriebstemperatur im Stillstand (U):	72.092 (47.592...96.592) μm
wirksames Übermaß bei Raumtemperatur im Stillstand (U_R):	31.66 (7.16...56.16) μm
Raumtemperatur (θ_{R}):	20.0 $^{\circ}\text{C}$
Betriebstemperatur (θ_{B}):	400.0 $^{\circ}\text{C}$
Reibungskoeffizient (Axial) (ν_{rI}):	0.2
Reibungskoeffizient (Umfang) (ν_{rU}):	0.2
Mittlere Pressung im Betrieb (p):	36.428 (24.048...48.808) N/mm ²
Mindestsicherheit gegen Durchrutschen ($S_{r\text{min}}$):	1.2
Sicherheit gegen Durchrutschen (S_r):	NaN (NaN...NaN)

Belastungen

Drehzahl (n):	0.0 1/min
Drehmoment (T):	0.0 Nm
Betriebsfaktor:	1.0
Betriebsdrehmoment (T_b):	0.0 Nm
Axialkraft (F_{ax}):	0.0 N
Radialkraft (F_r):	0.0 N
Biegemoment (M_b):	0.0 Nm
Umfangskraft (F_u):	0.0 N

Welle

Werkstoffkennnummer:	1.0050
Werkstoff:	E295 (St50-2)
Kommentar:	---
Datenherkunft:	DIN 743, DIN EN 10025, Datenbank FORMAT, VDI 2230
E-Modul (E_I):	210000.0 N/mm ²
Materialart:	duktil
Streckgrenze (R_{eL1}):	275.0 N/mm ²
Zugfestigkeit (R_{mL1}):	470.0 N/mm ²
Querkontraktionszahl (μ_I):	0.3

Dichte (ρ_0):	7.85 kg/dm ³
Wärmeausdehnungskoeffizient (α):	11.9 1e-6/°C
...beim Unterkühlen (α_c):	8.5 1e-6/°C
Oberfläche:	N6
Oberflächenrauheit (R_{zI}):	4.8 μ m
Radialspannung außen (σ_{raI}):	-36.428 (-24.048...-48.808) N/mm ²
Radialspannung innen (σ_{riI}):	0.0 (0.0...0.0) N/mm ²
Tangentialspannung außen (σ_{taI}):	-130.101 (-85.887...-174.314) N/mm ²
Tangentialspannung innen (σ_{tiI}):	-166.529 (-109.935...-223.122) N/mm ²
Vergleichsspannung außen (σ_{vaI}):	116.249 (76.743...155.756) N/mm ²
Vergleichsspannung innen (σ_{viI}):	166.529 (109.935...223.122) N/mm ²
Durchmesseränderung am Außendurchmesser (Δ_{DaI}):	-31.779 (-20.979...-42.579) μ m
Durchmesseränderung am Innendurchmesser (Δ_{DiI}):	-33.306 (-21.987...-44.624) μ m
Mindestsicherheit gegen Verformung Welle (S_{dmini}):	1.2
Sicherheit gegen Verformung Welle (S_{dI}):	1.651 (2.501...1.233)
Mindestbruchsicherheit Welle (S_{bmini}):	1.5
Bruchsicherheit Welle (S_{bI}):	2.822 (4.275...2.106)

Nabe

Werkstoffkennnummer:	5.1301
Werkstoff:	EN-GJL-250 (GG-25)
Kommentar:	No diameter-dependent strength values available
Datenherkunft:	DIN 6892, DIN 1691, DIN EN 1561, Datenbank StahlWissen NaviMat 12 X, VDI 2230, Decker Maschinenelemente 18. Auflage
E-Modul (E_I):	110000.0 N/mm ²
Materialart:	spröde
Zugfestigkeit (R_{mLA}):	200.0 N/mm ²
Querkontraktionszahl (μ_A):	0.26
Dichte (ρ_A):	7.0 kg/dm ³
Wärmeausdehnungskoeffizient (α_A):	10.0 1e-6/°C
Oberfläche:	N6
Oberflächenrauheit (R_{zA}):	4.8 μ m
Radialspannung außen (σ_{raA}):	0.0 (0.0...0.0) N/mm ²
Radialspannung innen (σ_{riA}):	-36.428 (-24.048...-48.808) N/mm ²
Tangentialspannung außen (σ_{taA}):	33.286 (21.974...44.598) N/mm ²
Tangentialspannung innen (σ_{tiA}):	69.714 (46.022...93.407) N/mm ²
Vergleichsspannung außen (σ_{vaA}):	33.286 (21.974...44.598) N/mm ²

Vergleichsspannung innen (σ_{viA}):	93.417 (61.67...125.164) N/mm ²
Durchmesseränderung am Außendurchmesser (Δ_{DaA}):	30.26 (19.977...40.544) μm
Durchmesseränderung am Innendurchmesser (Δ_{DiA}):	40.313 (26.613...54.013) μm
Mindestsicherheit gegen Verformung Nabe (S_{dminA}):	1.2
Sicherheit gegen Verformung Nabe (S_{dA}):	---
Mindestbruchsicherheit Nabe (S_{bminA}):	1.5
Bruchsicherheit Nabe (S_{bA}):	2.141 (3.243...1.598)

Montage / Demontage

Fügespiel (U_s):	56.0 μm
Temperatur der Welle:	20.0 °C
Reibungskoeffizient beim Einpressen (ν_{e}):	0.13
Reibungskoeffizient beim Auspressen (ν_{ii}):	0.16
erforderliche Fügtemperatur der Nabe (θ_{Aert}):	227.143 °C
erforderliche Einpresskraft (F_{eIn}):	12.806 (2.896...22.716) kN
erforderliche Auspresskraft (F_{eOut}):	15.761 (3.564...27.958) kN

Hinweise

- Angabe der Ergebnisse jeweils für mittleres (kleinstes .. größtes) Übermaß
- Die Berechnung erfolgt für rein elastisch beanspruchte Preßverbände nach DIN 7190:2001-02 mit der Erweiterung um Fliehkrafteinfluß nach Kollmann, Konstruktion 33 H.6.

Zur Chronologie des IWT an der TU Graz

An der Technischen Hochschule in Graz (seit 1975: Technische Universität) gibt es seit 1921 das Institut für Dampfkesselbau, Kolbendampfmaschinen und Lokomotivbau (Vorstand Prof. R. Engel), das einige Jahre auch die "Lastfördermaschinen", also Fördertechnik, betreut hat und im Laufe der Zeit mehrmals umbenannt worden ist.



Abb. 1: Kopernikusgasse – Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik /2/

Um 1928 ist das Institut in den damaligen Neubau Kopernikusgasse übersiedelt (Abb. 1), wo dem Institut auch die Zentralwerkstätte und das Heizkraftwerk (HKW) mit einer Zweikurbel-Verbunddampfmaschine (75 PS, bei Betrieb als Zwilling-Kondensationsmaschine 255 PS) und den zugehörigen 14 bar-Dampferzeugern angeschlossen war. Außerdem war ein Löffler-Hochdruckkessel für 120 bar/450°C vorhanden. /3/

Forschungsgebiete waren u.a. Labyrinth-Strömungen, ölfreie Dampfmaschinen und Schnell-Dampferzeuger.

Im zweiten Weltkrieg wurde das Gebäude in der Kopernikusgasse stark beschädigt (vgl. /4/). Im neuen HKW in der Steyrergasse (Abb. 2), das 1955 errichtet wurde, wurden zwei braunkohlebefeuerte Wasserrohrkessel und eine 40 bar/600 kW-Turbine als Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)-Anlage zur Wärmeversorgung der TU-Gebäude im Bereich Kopernikusgasse, Stremayrgasse, Petersgasse und Steyrergasse installiert (Vorstand O.Univ.-Prof. P.R. Gilli).

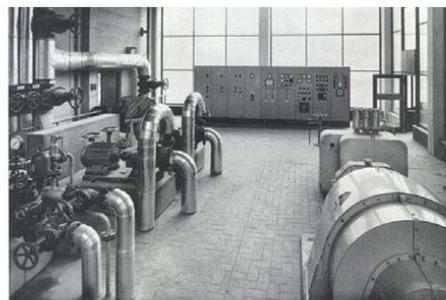
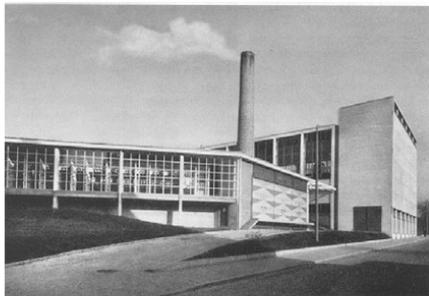


Abb. 2: Ehemaliges Heizkraftwerk (/2/, /5/)

Hauptsächliche Forschungsprojekte waren zu dieser Zeit Abgasmesseinrichtungen sowie Messungen der Dampfeuchte und des Schlupfes in der Zweiphasenströmung, später auch der Wärmeübergang und insbesondere die Filmverdampfungsgrenze für hochbelastete Flossenwände moderner Hochdruckkessel und Dampferzeuger von Kernkraftwerken mit gasgekühlten Reaktoren (Hochtemperatur-Reaktorprojekt DRAGON). Zu diesem Zweck wurde ein Zweiphasen-Hochdruckversuchsstand (Auslegungsdruck 250 bar) aufgebaut und für Wärmeübergangs-, Druckabfall- und Stabilitäts-Untersuchungen betrieben.

Als Folge der Ölkrise 1973 wurden die Forschungsgebiete um energiesparende Systeme der Heizungs- und Klimatechnik erweitert und es wurden im Rahmen der österreichischen Wohnbauforschung und der IEA, der Internationalen Energieagentur in Paris, Sonnenenergie- und Wärmepumpen-Projekte durchgeführt (Vorstand O.Univ.-Prof. P.V. Gilli).

L Die Technik in Graz



Sprengung des Heizkraftwerkes im August 1985 (Foto: H. Stuhlhofer)

angeschlossenem Wärmelaboratorium und einer Trafostation –, welches Anfang der sechziger Jahre im typischen Stil der Fünfziger mit einem Bauaufwand von etwa 18 Millionen Schilling, ebenfalls nach Planungen von Architekt o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. K. R. Lorenz unter Mitarbeit der Diplomingenieure W. A. und L. Herdey errichtet wurde. Damals mit Kohle beheizt, sollte es die bereits vorhandenen Institutsbauten und ebenso alle Neubauten mit Wärme und Energie versorgen. 1981 erfolgte der Anschluß der gesamten Technischen Universität an das Grazer Fernwärmenetz. Das Heizkraftwerk wurde zur Freude aller Anrainer außer Betrieb gesetzt. Da aber Raumnot an der TU schon legendär war, fanden rege Diskussionen zu einer möglichen Adaptierung des Gebäudes statt. Was tun mit einem Gebäude, das zwar massive Außenmauern besaß, aber keine Zwischendecken aufwies? Die Hochschülerschaft wollte ein Studienzentrum errichten, auch Biochemiker, Materialprüfer und Verfahrenstechniker wären unter beträchtlichem Aufwand zum Einzug bereit gewesen. 1983 sollte das Gebäude für Versuche im Bereich der Biomasseverwertung wieder eingesetzt werden. Dies brachte die Anrainer – noch die dunklen Rauchschwaden aus dem Schlot vor Augen – auf die Barrikaden. In einer Bürgerversammlung im Hörsaal A in der Neuen Technik wurde am 4. Mai 1983 heftigst gegen dieses Vorhaben protestiert. Etwa ein Jahr später – am 5. Februar 1984 – schreibt Herbert Starmühler in der Kleinen Zeitung: „Die Entscheidung ist gefallen: Das Heizkraftwerk der Technischen Universität in der Steyrergasse wird abgerissen, ...“ Der einstimmige Beschluß des Akademischen Senates begründete sich einerseits auf

Vom Lesliehof zum virtuellen Campus 77

11 Bildverzeichnis

Bild 2-1 2-C Curtisstufe [1]	2
Bild 2-2 Dampfturbine CAD	3
Bild 2-3 Gliederung von Creo Simulate [2]	5
Bild 2-4 Spannungsauswertung für unterschiedliche Lösungsmethoden [3]	6
Bild 2-5 Typische Schaufelfußforme: a einfacher Hammerfuß, b Reiterfuß mit Verhakung, c Tannenbaumfuß, d Tannenfuß mit Verhakung, e vielverzahnter Tannenbaumfuß, f Steckfuß [1]	9
Bild 3-1 qualitative Verläufe von Temperatur, Druck und Geschwindigkeit.....	11
Bild 3-2 Geschwindigkeitsdreieck für die erste Stufe.....	12
Bild 3-3 Geschwindigkeitsdreieck für die zweite Stufe	12
Bild 3-4 Temperaturabhängigkeit des Elastizitätsmoduls (H Materialeigenschaften).....	14
Bild 3-5 Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit (H Materialeigenschaften)	14
Bild 4-1 Leitfaden.....	17
Bild 4-2 Start Creo Simulate	18
Bild 4-3 Modell einrichten	18
Bild 4-4 Material festlegen	19
Bild 4-5 Randbedingungen	19
Bild 4-6 Lasten	20
Bild 4-7 Analysen	20
Bild 4-8 Netzsteuerung.....	20
Bild 5-1 Schaufelfußverbindung	22
Bild 5-2 Ausgangsmodell	22
Bild 5-3 Laufschaufel 1 „original“ von außen	23
Bild 5-4 Laufschaufel 1 „gerade“ von außen	23
Bild 5-5 Laufschaufel „original“	23
Bild 5-6 Laufschaufel „gerade“	23
Bild 5-7 Schwerpunktsveränderungen	24
Bild 5-8 Reduzierung der Radscheibe.....	24
Bild 5-9 Radscheibensegment	24
Bild 5-10 Verwendetes Modell.....	25
Bild 5-11 Volumenbereich an den Kontaktflächen	25
Bild 5-12 Schnittstelle.....	26
Bild 5-13 Schnittstellen-Definition	26
Bild 5-14 Kontaktschnittstellen	26
Bild 5-15 Schnittstellen-Definition	27
Bild 5-16 thermische Widerstandsschnittstellen	27
Bild 5-17 Materialdefinition	28
Bild 5-18 Funktion E-Modul.....	28
Bild 5-19 Graph Eingabe E-Modul	29
Bild 5-20 Zyklische Randbedingung.....	30
Bild 5-21 Randbedingung Innenfläche	30
Bild 5-22 Randbedingung Kontaktfläche	31
Bild 5-23 zylindrische Kontaktfläche	31
Bild 5-24 Zentrifugallast	32
Bild 5-25 Temperatur Schaufel 1.....	32
Bild 5-26 Temperatur Schaufel 2.....	32
Bild 5-27 Temperatur in Wellennähe	33
Bild 5-28 Wärmelast.....	33

Bild 5-29 MEC/T Last	33
Bild 5-30 Analyseprotokoll	34
Bild 5-31 RMS-Spannungsfehler	34
Bild 5-32 erstes Netz.....	34
Bild 5-33 verfeinertes Netz.....	34
Bild 5-34 Vernetzung am Schaufelfuß	34
Bild 5-35 thermische Analyse	35
Bild 5-36 thermische Analyse, Temperaturlast	35
Bild 5-37 strukturmechanische Analyse	36
Bild 5-38 strukturmechanische Analyse, Ausgabe	36
Bild 5-39 Lastsatzfunktionen	37
Bild 5-40 Funktion der Fliehkraft.....	37
Bild 5-41 Fliehkraftverlauf	37
Bild 5-42 Temperaturlastverlauf	37
Bild 5-43 Temperaturverteilung [°C]	38
Bild 5-44 thermische Schnittstelle.....	38
Bild 5-45 radiale Verschiebung [mm] infolge Fliehkraft - Skalierung 15%.....	39
Bild 5-46 radiale Verschiebung [mm] infolge Temperatur und Fliehkraft - Skalierung 15%.....	39
Bild 5-47 axiale Verschiebung [mm] infolge Fliehkraft - Skalierung 15%.....	39
Bild 5-48 axiale Verschiebung [mm] infolge Temperatur und Fliehkraft - Skalierung 15%	39
Bild 5-49 Spannung [MPa] infolge Temperatur.....	40
Bild 5-50 Spannung [MPa] infolge Temperatur und Fliehkraft	40
Bild 5-51 Spannung [MPa] infolge Fliehkraft.....	40
Bild 5-52 Spannung [MPa] infolge Temperatur und Fliehkraft	40
Bild 5-53 Kontaktdruck [MPa] Schaufel 1.....	41
Bild 5-54 Kontaktdruck [MPa] Schaufel 2.....	41
Bild 5-55 Schaufelfuß, Schwerpunkt	42
Bild 5-56 Ersatzmodell für Biegespannung.....	42
Bild 5-57 Schaufelfuß, Querschnittsflächen.....	42
Bild 5-58 Schaufelfußspannung [MPa]	43
Bild 5-59 Verlauf Schaufelfußspannung	43
Bild 5-60 Schnittstelle, LS & RS.....	44
Bild 5-61 rotierendes Scheibensegment	44
Bild 5-62 Mises-Vergleichsspannung über Radius	45
Bild 6-1 Dampfturbine	46
Bild 6-2 Gehäuseoberteil vor Simplifizierung.....	46
Bild 6-3 Gehäuseoberteil nach Simplifizierung	46
Bild 6-4 Gehäuseunterteil vor Simplifizierung.....	46
Bild 6-5Gehäuseunterteil nach Simplifizierung.....	46
Bild 6-6 Einströmkasten vor Simplifizierung	47
Bild 6-7 Einströmkasten nachSimplifizierung	47
Bild 6-8 Lagerbock vor Simplifizierung	47
Bild 6-9 Lagerbock nach Simplifizierung.....	47
Bild 6-10 Lagerbock	48
Bild 6-11 Volumenbereich, obere Gehäusehälfte	48
Bild 6-12 Kontaktschnittstelle	48
Bild 6-13 Kontaktschnittstelle isoliert	48
Bild 6-14 Schnittstelle thermischer Widerstand	49

Bild 6-15 Schnittstelle thermischer Widerstand isoliert	49
Bild 6-16 Kontaktschnittstelle, Ersatzmodellierung II	50
Bild 6-17 thermischer Widerstand, Ersatzmodellierung II	50
Bild 6-18 Randbedingung der Aufstandsflächen	51
Bild 6-19 Randbedingung - Loslager	51
Bild 6-20 Randbedingung - Festlager.....	51
Bild 6-21 Konvektive Randbedingung	52
Bild 6-22 Randbedingung Strahlung.....	52
Bild 6-23 variabler Druck	53
Bild 6-24 Druck "Ausgleichskolben"	53
Bild 6-25 variable Temperatur „Stufe 1“	54
Bild 6-26 Temperaturverlauf „Stufe 1“	54
Bild 6-27 variable Temperatur „Stufe 2“	55
Bild 6-28 Temperaturverlauf „Stufe 2“	55
Bild 6-29 erstes Netz, Ersatzmodellierung I	56
Bild 6-30 verfeinertes Netz, Ersatzmodellierung II.....	56
Bild 6-31 erstes Netz, Ersatzmodellierung II	56
Bild 6-32 verfeinertes Netz, Ersatzmodellierung II.....	56
Bild 6-33 thermische Analyse	57
Bild 6-34 thermische Analyse, Temperaturlast	57
Bild 6-35 strukturmechanische Analyse	58
Bild 6-36 strukturmechanische Analyse, Ausgabe	58
Bild 6-37 Vorspannkraftverlauf	59
Bild 6-38 Temperaturlastverlauf	59
Bild 6-39 Drucklastverlauf	59
Bild 6-40 Temperaturverlauf [°C]	59
Bild 6-41 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft	60
Bild 6-42 Betrag der Verschiebung [mm] infolge der Vorspannkraft.....	60
Bild 6-43 Verschiebung [mm] x-Achse infolge der Drucklast und Vorspannkraft.....	61
Bild 6-44 Betrag der Verschiebung [mm] infolge der Drucklast und Vorspannkraft	61
Bild 6-45 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck.....	61
Bild 6-46 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck	61
Bild 6-47 Verschiebung [mm] z-Achse infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck.....	62
Bild 6-48 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck - Skalierung 50%	62
Bild 6-49 Betrag der Verschiebung [mm] (Skala Bild 6-48) infolge Vorspannkraft, Temperatur und Druck - Detail Einströmkasten, Skalierung 50%.....	62
Bild 6-50 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft	63
Bild 6-51 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft und Druckbelastung	63
Bild 6-52 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft, Temperatur und Druck.....	64
Bild 6-53 Spannung [MPa] (Skala Bild 6-52) infolge der Vorspannkraft, Temperatur und Druck - Ansicht Einströmkasten.....	64
Bild 6-54 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannkraft.....	64
Bild 6-55 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannung und Drucklast	65
Bild 6-56 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannkraft, Drucklast und Temperatur	65
Bild 6-57 Temperaturverlauf [°C]	66
Bild 6-58 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft	66
Bild 6-59 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft	66

Bild 6-60 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Drucklast und Vorspannkraft	67
Bild 6-61 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Drucklast und Vorspannkraft.....	67
Bild 6-62 Verschiebung [mm] x-Achse infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur.....	67
Bild 6-63 Betrag der Verschiebung [mm] infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur	67
Bild 6-64 Verschiebung [mm] z-Achse infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur.....	68
Bild 6-65 Betrag der Verformung [mm] infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur - Skalierung 50%	68
Bild 6-66 Spannung [MPa] infolge der Vorspannkraft	68
Bild 6-67 Spannung [MPa] infolge Drucklast und Vorspannkraft.....	69
Bild 6-68 Kontaktdruck [MPa] infolge der Vorspannkraft.....	69
Bild 6-69 Kontaktdruck [MPa] infolge Drucklast und Vorspannkraft.....	70
Bild 6-70 Kontaktdruck [MPa] infolge Vorspannkraft, Druck und Temperatur	70
Bild 6-71 Verformung, thermisch belastetes Gehäuse [1]	72
Bild 6-72 Spannungszusammensetzung	73
Bild 6-73 Messpunkte, obere Gehäusehälfte	73
Bild 7-1 Einlaufkasten	75
Bild 7-2 Ersatzmodell, erster Ansatz.....	75
Bild 7-3 Ersatzmodell, zweiter Ansatz	76
Bild 7-4 Ersatzmodell, Viertelmodell.....	76
Bild 7-5 Koordinatensystem	76
Bild 7-6 Globale Durchdringung	77
Bild 7-7 Modell einrichten	77
Bild 7-8 Volumenbereich.....	77
Bild 7-9 Kontaktschnittstelle	78
Bild 7-10 Schnittstellen im Modell	78
Bild 7-11 Randbedingung Eintrittskante	79
Bild 7-12 Feder	79
Bild 7-13 Gewichtete Verbindung	79
Bild 7-14 Federsteifigkeit.....	79
Bild 7-15 Druckbelastung	80
Bild 7-16 Temperaturlast.....	80
Bild 7-17 Detail der Vernetzung im Bereich der Diffusorschulter.....	81
Bild 7-18 Analyseeinstellung	81
Bild 7-19 Lastaufbringung Druck.....	82
Bild 7-20 Lastaufbringung Temperatur	82
Bild 7-21 Verschiebung [mm] Materialpaarung 1 - Skalierung 20%	83
Bild 7-22 Verschiebung [mm] Materialpaarung 2 - Skalierung 20%	83
Bild 7-23 Verschiebung [mm] Detail Diffusor, Materialpaarung 1.....	83
Bild 7-24 Verschiebung [mm] Detail Diffusor, Materialpaarung 2.....	83
Bild 7-25 Spannung [MPa] Materialpaarung 1	84
Bild 7-26 Spannung [MPa] Materialpaarung 2.....	84
Bild 7-27 Kontaktdruck [MPa] Materialpaarung 1	85
Bild 7-28 Kontaktdruck [MPa] Materialpaarung 2	85
Bild 7-29 Kontaktdruck [MPa], mittleres Übermaß 35µm	86
Bild 8-1 Vorgehensweise	87
Bild 8-2 Einströmkasten	88
Bild 8-3 Umrandung	88
Bild 8-4 Start Creo Flow Analysis.....	88

Bild 8-5 Neues Projekt	88
Bild 8-6 Physik Modul	89
Bild 8-7 Physik Auswahlmöglichkeiten	89
Bild 8-8 Domäne für Flüssigkeiten.....	89
Bild 8-9 Domäne erstellen.....	90
Bild 8-10 Domäne, Öffnungen.....	90
Bild 8-11 Domäne, Ventulumströmung.....	90
Bild 8-12 Netzeinstellungen	90
Bild 8-13 Materialien	91
Bild 8-14 Medium festlegen	91
Bild 8-15 Realgasfaktor, isentrope Zustandsänderung	92
Bild 8-16 Eingabe Domäne	92
Bild 8-17 Eintrittsrandbedingung	93
Bild 8-18 Austrittsrandbedingung	93
Bild 8-19 Streamline	94
Bild 8-20 Schnittansicht.....	94
Bild 8-21 Schnittansicht definieren	94
Bild 8-22 Schnittansicht, Ausgabe	95
Bild 8-23 Streamline, Mach-Zahl	95
Bild 8-24 Streamline, Absolutgeschwindigkeit.....	95
Bild 8-25 Domäne, Druck.....	96
Bild 8-26 Schnittansicht, Mach-Zahl.....	96
Bild 8-27 Schnittansicht, Druck	96
Bild 8-28 Streamline, Mach-Zahl	97
Bild 8-29 Streamline, Absolutgeschwindigkeit.....	97
Bild 8-30 Domäne, Druck.....	97
Bild 8-31 Schnittansicht, Mach-Zahl.....	97
Bild 8-32 Schnittansicht, Druck	97
Bild 8-33 Streamline, Absolutgeschwindigkeit , Pos I.....	98
Bild 8-34 Streamline, Absolutgeschwindigkeit, Pos II.....	98
Bild 8-35 Streamline, Mach-Zahl, Pos I	98
Bild 8-36 Streamline, Mach-Zahl, Pos II	98
Bild 8-37 Domäne, Druck, Pos I.....	99
Bild 8-38 Domäne, Druck, Pos II	99
Bild 8-39 Schnittansicht, Druck, Pos I.....	99
Bild 8-40 Schnittansicht, Druck, Pos II	99
Bild 8-41 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Druck, Pos I.....	99
Bild 8-42 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Druck, Pos II	99
Bild 8-43 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Mach-Zahl, Pos I.....	100
Bild 8-44 Schnittansicht - Detail Ventil 2, Mach-Zahl, Pos II.....	100
Bild 8-45 Zustandsänderung der Düse	100
Bild 8-46 Düse.....	101
Bild 8-47 Austrittsgeschwindigkeit.....	101
Bild 10-1 allgemeine Zustandsänderung	107
Bild 10-2 Geschwindigkeitsdreieck.....	109
Bild 10-3 Isentropenexponentenverlauf K über Temperatur [5]	110
Bild 10-4 Faktor II über Kesseldruck	111
Bild 10-5 Faktor III über Druckverhältnis.....	111

Bild 10-6 Geschwindigkeitsdreieck der ersten Stufe.....	116
Bild 10-7 Geschwindigkeitsdreieck der zweiten Stufe	116
Bild 10-8 qualitative Verläufe von Druck, Temperatur und Absolutgeschwindigkeit.....	118
Bild 10-9 Geschwindigkeitsdreieck Stufe 1, Verlustbehaftet	119
Bild 10-10 Geschwindigkeitsdreieck Stufe 2, Verlustbehaftet	119
Bild 10-11 Austrittsverlust.....	120
Bild 10-12 verlustbehaftete Zustandsänderung.....	121
Bild 10-13 Zustandsänderung im h-s Diagramm	122
Bild 10-14 Wärmeübertragungskoeffizient bei freier Konvektion für längs angeströmten Zylinder [8]	126
Bild 10-15 Wärmeübertragungskoeffizient für quer angeströmten Zylinder [8]	127
Bild 10-16 Stoffwerte für trockene Luft bei Atmosphärendruck [9]	128
Bild 10-17 Scheibensegment	129
Bild 10-18 Scheibensegment	129
Bild 10-19.....	129
Bild 10-20 Materialzuweisung.....	130
Bild 10-21 Materialzuweisung.....	130
Bild 10-22 Materialzuweisung.....	130
Bild 10-23 Koordinatensystem	131
Bild 10-24 Koordinatensystem	131
Bild 10-25 Koordinatensystem	131
Bild 10-26 Randbedingungen	131
Bild 10-27 Randbedingungen	132
Bild 10-28 zyklische Randbedingung	132
Bild 10-29 Randbedingung	133
Bild 10-30 Fliehkraft	133
Bild 10-31 Fliehkraft	134
Bild 10-32 Kontrolle.....	134
Bild 10-33 Analyse	135
Bild 10-34 Analyse	135
Bild 10-35 Analyse	136
Bild 10-36 Kreisringsegment	137
Bild 10-37 Kreisringsegment	137
Bild 10-38 Randbedingung	138
Bild 10-39 Randbedingung	139
Bild 10-40 Kontrolle.....	140
Bild 10-41 Baugruppe	141
Bild 10-42 Randbedingung	141
Bild 10-43 starre Verbindung	142
Bild 10-44 Schnittstellen.....	142
Bild 10-45 Skizze der Auflagefläche.....	142
Bild 10-46 Ersatzmodellierungl	142
Bild 10-47 Netzeinstellung	143
Bild 10-48 Schnittstellen.....	144
Bild 10-49 Netzeinstellung	144
Bild 10-50 Vorspannung	144
Bild 10-51 Schraube mit Volumenbereich und Vorspannung.....	144
Bild 10-52 Schnittstellen.....	145

Bild 10-53 Vorspannkraft.....	145
Bild 10-54 Netzeinstellungen	145
Bild 10-55 Schnittstellen.....	146
Bild 10-56 Vorspannung	146
Bild 10-57 Netzeinstellungen	146
Bild 10-58 Kontaktdruck [MPa], Durchgangsloch I	147
Bild 10-59 Spannung [MPa], Durchgangsloch I - Ansicht Vorne	147
Bild 10-60 Kontaktdruck [MPa], Durchgangsloch II.....	147
Bild 10-61 Spannung [MPa], Durchgangsloch II - Ansicht Vorne	147
Bild 10-62 Kontaktdruck [MPa], Sackloch I.....	148
Bild 10-63 Spannung [MPa], Sackloch I - Ansicht Vorne	148
Bild 10-64 Kontaktdruck [MPa], Sackloch II.....	148
Bild 10-65 Spannung [MPa], Sackloch II - Ansicht Vorne	148
Bild 10-66 Messpunkte, Schaufelfuß der Turbinenschaufel	149
Bild 10-67 Messpunkte, Radscheibe	149
Bild 10-68 Netzsteuerung.....	150
Bild 10-69 Fixpunkt.....	150
Bild 10-70 Messgrößen.....	150
Bild 10-71 Messgröße erstellen.....	150
Bild 10-72 Messgröße, Spannung.....	150
Bild 10-73 Auswahl der Punkte	151
Bild 10-74 Kontaktschnittstellen	151
Bild 10-75 Optionen Schnittstellenmessgrößen.....	151
Bild 10-76 durchschnittlicher Kontaktdruck.....	151
Bild 10-77 Scheibensegment	152
Bild 10-78 Laufschaufel	152
Bild 10-79 Start Creo Simulate	152
Bild 10-80 Materialzuweisung.....	152
Bild 10-81 Materialzuweisung.....	153
Bild 10-82 Materialzuweisung.....	153
Bild 10-83 Materialzuweisung.....	153
Bild 10-84 zylindrischers Koordinatensystem	154
Bild 10-85 zylindrisches Koordinatensystem.....	154
Bild 10-86 zyklische Randbedingung	154
Bild 10-87 zyklische Randbedingung	155
Bild 10-88 Randbedingung Innenfläche	155
Bild 10-89 Randbedingung Innenfläche	155
Bild 10-90 Randbedingung Außenfläche	156
Bild 10-91 Fliehkraft	156
Bild 10-92 Fliehkraft	156
Bild 10-93 Schnit tstelle.....	157
Bild 10-94 Kontaktschnittstelle	157
Bild 10-95 Geometrie Prüfen.....	157
Bild 10-96 Geometrie Prüfen.....	157
Bild 10-97 erste Analyse	157
Bild 10-98 erste Analyse	158
Bild 10-99 erste Analyse	158
Bild 10-100 Thermal Modus	159

Bild 10-101 Randbedingung Temperatur	159
Bild 10-102 Randbedingung Temperatur	159
Bild 10-103 Volumenbereich	159
Bild 10-104 Volumenbereich	160
Bild 10-105 Randbedingung Temperatur	160
Bild 10-106 thermischer Widerstand	160
Bild 10-107 thermischer Widerstand	160
Bild 10-108 thermische Analyse	161
Bild 10-109 erste thermische Analyse	161
Bild 10-110 erste thermische Analyse	161
Bild 10-111 MEC/T Last	162
Bild 10-112 MEC/T Last	162
Bild 10-113 Netzverfeinerung	162
Bild 10-114 Netzverfeinerung	163
Bild 10-115 Netzverfeinerung	163
Bild 10-116 Netz vor Verfeinerung	163
Bild 10-117 Netz nach Verfeinerung	163
Bild 10-118 kombinierte Analyse	164
Bild 10-119 kombinierte Analyse	164

12 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1 Anwendungsmöglichkeiten der Konvergenzen [2]	8
Tabelle 3-1 Ausgangsparameter.....	11
Tabelle 3-2 Zustandsgrößen des Dampfes	12
Tabelle 3-3 Werkstoffwahl	13
Tabelle 5-1 Änderungen des Volumens und der Schwerpunktkoordinaten der Schaufeln.....	24
Tabelle 5-2 Umrechnung Wärmeleitfähigkeit	28
Tabelle 6-1 Eingabe Druck	53
Tabelle 6-2 Eingabe Temperatur	54
Tabelle 6-3 Vorspannkraft [4].....	55
Tabelle 6-4 Parameter des Rohrs	73
Tabelle 6-5 Ergebnisse, Ersatzmodellierung I	74
Tabelle 6-6 Ergebnisse, Ersatzmodellierung II	74
Tabelle 7-1 Materialpaarung	78
Tabelle 7-2 Materialpaarung	82
Tabelle 8-1 Ventilstellungen.....	88
Tabelle 9-1 Rechendauer.....	104
Tabelle 10-1 Ausgangsparameter.....	106
Tabelle 10-2 Haupt – und Zwischendruck	106
Tabelle 10-3 Ein – und Austrittsenthalpie	107
Tabelle 10-4 erste Iteration.....	112
Tabelle 10-5 zweite Iteration	112
Tabelle 10-6 Reaktionsgrad [6]	113
Tabelle 10-7 Enthalpieabbau pro Lauf – oder Leitrad.....	113
Tabelle 10-8 Schaufelwinkel [7]	114
Tabelle 10-9 Verlustbeiwert [7]	118
Tabelle 10-10 Druck, Temperatur und Geschwindigkeit der Referenzstellen	119
Tabelle 10-11 vollständige Zustandsänderung.....	121

13 Literaturverzeichnis

[1] Stefan aus der Wiesche, Franz Joos, Handbuch Dampfturbinen, 1 Auflage, Wiesbaden 2018, ISBN 978-3-658-20630-7 (eBook)

[2]

http://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/german/index.html#page/introduction%2Fabout_PTC_creo_help.html%23, Abgerufen 2.4.2020

[3] Sandor Vajna, Andreas Meyer, Creo Parametric 3.0 für Fortgeschrittene – kurz und bündig, 3 Auflage, Magdeburg 2015, ISBN 978-3-658-11892-1 (eBook)

[4] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek, Roloff/Matek Maschinenlemente, 19 Auflage, Wiesbaden 2009, ISBN 978-3-8348-0689-5

[5] Walter Traupel, Thermische Turbomaschinen, 4 Auflage, Berlin 2001, ISBN 3-540-67376-8

[6] Micheal Stamer, Auslegung einer Dampfturbine, Hamburg 2012

[7] Fritz Dietzel, Dampfturbinen, 3 Auflage, München 1980, ISBN 3-446-12915-4

[8] https://www.schweizer-fn.de/waerme/waermeuebergang/waerme_uebergang.php, Abgerufen 25.3.2020

[9] Günter Brenn, Materialien zu den Vorlesungen und Übungen Strömungslehre und Wärmeübertragung

[10] <https://www.schweizer-fn.de/stoff/strahlungswaerme/strahlungswaerme.php>, Abgerufen 25.3.2020

[11] <https://matmatch.com/de>, Abgerufen am 20.03.2020

[12] Celigoj Christian, 2d-Bauteile (Scheiben, Platten, Schalen), Vorlesungs-und Übungsskriptum, Version 1.1, Institut für Festigkeitslehre, Fakultät für Maschinenbau, Technische Universität Graz, März 2000.